

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2000-220705

(P2000-220705A)

(43) 公開日 平成12年8月8日(2000.8.8)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>

F 1 6 H 3/62

識別記号

F I

F 1 6 H 3/62

テーマコード(参考)

A 3 J 0 2 8

Z

審査請求 未請求 請求項の数12 O L (全 23 頁)

(21) 出願番号 特願平11-123221

(22) 出願日 平成11年4月28日(1999.4.28)

(31) 優先権主張番号 特願平10-262313

(32) 優先日 平成10年9月1日(1998.9.1)

(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(31) 優先権主張番号 特願平10-353907

(32) 優先日 平成10年11月27日(1998.11.27)

(33) 優先権主張国 日本 (J P)

(71) 出願人 000100768  
アイシン・エイ・ダブリュ株式会社  
愛知県安城市藤井町高根10番地

(72) 発明者 谷口 孝男  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(72) 発明者 塚本 一雅  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(74) 代理人 100095108  
弁理士 阿部 英幸

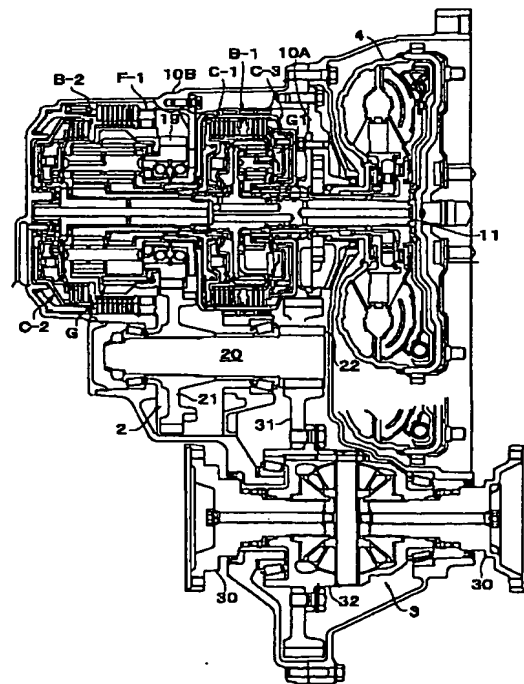
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両用自動変速機

(57) 【要約】

【課題】 多段の車両用自動変速機において、高トルク伝達を行う2つのクラッチの伝達容量を確保しながら高トルク伝達経路を短縮し、変速段数に対して機構の軽量化とコンパクト化を図る。

【解決手段】 多段の変速段を達成する自動変速機は、減速プラネタリギヤG1と、それを経た減速回転を伝達する少なくとも2つのクラッチ(C-1, C-3)と、それら2つのクラッチを経た減速回転を入力するプラネタリギヤセットGとを備える。プラネタリギヤセットGの一方側に、減速プラネタリギヤG1と2つのクラッチ(C-1, C-3)を配置し、減速プラネタリギヤG1を両クラッチの間に配置した。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 減速プラネタリギヤと、該減速プラネタリギヤを経た減速回転を伝達する少なくとも 2 つのクラッチと、それら 2 つのクラッチを経た減速回転が入力されるプラネタリギヤセットとにより多段の変速段を達成する車両用自動変速機において、

前記プラネタリギヤセットの一方側に、減速プラネタリギヤと、該減速プラネタリギヤを経た減速回転をそれぞれプラネタリギヤセットの異なる 2 つの要素へ入力する第 1 及び第 3 のクラッチとが配置され、減速プラネタリギヤは、第 1 のクラッチと第 3 のクラッチの間に配置されたことを特徴とする車両用自動変速機。

【請求項 2】 前記プラネタリギヤセットは、その第 1 の要素が第 1 のクラッチの出力側部材に連結され、

第 2 の要素が第 3 のクラッチの出力側部材に連結されるとともに、第 1 の係止手段により変速機ケースに係止可能とされ、

第 3 の要素が非減速回転を入力する第 2 のクラッチの出力側部材に連結されるとともに、第 2 の係止手段により変速機ケースに係止可能とされ、

第 4 の要素が出力部材に連結された、請求項 1 記載の車両用自動変速機。

【請求項 3】 前記減速プラネタリギヤは、変速機ケースから延材するボス部の先端に 1 要素を固定され、

第 3 のクラッチは、その油圧サーボが前記ボス部の外周に回転自在に支持され、

第 1 のクラッチは、その油圧サーボが入力軸上に配置され、

第 3 のクラッチとプラネタリギヤセットの 1 要素は、第 1 のクラッチの外周を通る動力伝達部材により連結された、請求項 1 又は 2 記載の車両用自動変速機。

【請求項 4】 前記減速プラネタリギヤの出力要素は、第 3 のクラッチの摩擦部材の内周側に係合するクラッチハブに直接連結され、

第 3 のクラッチの油圧サーボは、そのシリンダを減速プラネタリギヤ側に開口する向きに向けて、第 3 のクラッチの摩擦部材の外周側に係合するクラッチドラムに接続され、

該クラッチドラムは、前記動力伝達部材を介してプラネタリギヤセットの 1 要素に連結された、請求項 3 記載の車両用自動変速機。

【請求項 5】 前記第 1 のクラッチの摩擦部材の内周側に係合するクラッチハブは、減速プラネタリギヤの出力要素に連結され、第 1 のクラッチの摩擦部材の外周側に係合するクラッチドラムは、プラネタリギヤセットの 1 要素に連結され、

第 1 のクラッチのクラッチドラムに接続する油圧サーボは、そのシリンダを減速プラネタリギヤ側に開口する向

きに向けて配置された、請求項 4 記載の車両用自動変速機。

【請求項 6】 前記減速プラネタリギヤの出力要素は、減速プラネタリギヤの外周側に配置された第 3 のクラッチの摩擦部材の内周側に係合するクラッチハブに連結され、

該クラッチハブは、更に軸方向に延長されて第 1 のクラッチの摩擦部材の内周側に係合するクラッチハブに接続された、請求項 5 記載の車両用自動変速機。

10 【請求項 7】 前記第 1 のクラッチの油圧サーボは、そのシリンダが減速プラネタリギヤとは反対方向に開口する向きに向けて配置され、外周側で第 1 のクラッチのクラッチドラムに接続され、

該第 1 のクラッチのクラッチドラムは、減速プラネタリギヤの出力要素に連結された、請求項 4 記載の車両用自動変速機。

【請求項 8】 前記減速プラネタリギヤの出力要素は、減速プラネタリギヤの外周側に配置された第 3 のクラッチの摩擦部材の内周側に係合するクラッチハブに連結され、

その軸方向延長上で第 1 のクラッチのクラッチドラムに連結された、請求項 7 記載の車両用自動変速機。

【請求項 9】 前記第 3 のクラッチのクラッチドラムに接続する油圧サーボは、減速プラネタリギヤと径方向に重なる位置にボス部への支持部を有する、請求項 4 記載の自動変速機。

30 【請求項 10】 前記第 1 の係止手段は、バンドブレーキで構成され、第 3 のクラッチのクラッチドラムの外周面をバンドの係合面とされた、請求項 4 又は 9 記載の車両用自動変速機。

【請求項 11】 前記第 3 のクラッチの油圧サーボの供給油路は、ボス部に設けられ、第 1 のクラッチの油圧サーボの供給油路は、入力軸に設けられた軸内油路を介して変速機ケースに設けられた油路に連通された、請求項 3 記載の車両用自動変速機。

40 【請求項 12】 前記減速プラネタリギヤ、第 1 のクラッチ及び第 3 のクラッチは、変速機の後部に配置され、入力軸に設けられた前記供給油路は、入力軸の後端部で変速機ケースに設けられた油路に連通され、入力軸と変速機ケースとの間が、1 つのシールリングにより漏れ止めされた、請求項 11 記載の車両用自動変速機。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、車両用自動変速機に関し、特に、そのギヤトレインにおける各変速機構成要素の配置に関する。

【0002】

【従来の技術】車両のドライバビリティの確保のみならず、省エネルギーに不可欠な燃費の向上のために、車両用自動変速機には多段化の要求があり、こうした要求が

ら、変速機構は従来の前進4速のものから5速のものへと移行しつつある。こうしたなかで、限られた車両搭載スペース内で更なる多段化を実現するには、ギヤトレインの一層の小要素化、機構の簡素化が必要となる。そこで、最小限の変速要素からなるプラネタリギヤセットを用いて前進6速・後進1速を達成するギヤトレインが特開平4-219553号公報において提案されている。この提案に係るギヤトレインは、入力回転と、それを減速した2つの減速回転とを適宜変速機構の4つの変速要素からなるプラネタリギヤセットへ2つの速度の異なる入力として入力させて多段の前進6速を達成するものである。

#### 【0003】

【発明が解決しようとする課題】上記提案に係るギヤトレイン構成は、変速段当たりの変速要素数、必要とするクラッチ及びブレーキの数において非常に合理的なものであるが、実用面での改善すべき問題点を含んでいる。特に、上記ギヤトレインの特徴として、減速プラネタリギヤ経由の減速回転をプラネタリギヤセットの異なる2つの要素にそれぞれ入力するクラッチとして、2つの減速回転伝達クラッチを必要とするが、これらのクラッチは、減速により増幅されたトルクを伝達するところから、通常の前減速回転を入力するクラッチより大きなトルク容量の確保を必要とする。この点に関して、上記従来の技術では、サンギヤを常時固定の反力要素とした減速プラネタリギヤの一方側に2つの減速回転伝達クラッチを配置し、特にその一方のクラッチについては、減速プラネタリギヤから離れた位置に配置しているため、必然的に高トルクを伝達する部材が長くなる。そのため、変速機の大形化や重量増加を招く問題点がある。

【0004】そこで、本発明は、プラネタリギヤセットに2つの減速回転を入力することで多段変速を達成する変速機構において、減速入力用の2つのクラッチのトルク容量を確保しながら、高トルク伝達経路を短くすることで、変速機構の大形化を重量増加を防いだ車両用自動変速機を提供することを目的とする。

#### 【0005】

【課題を解決するための手段】上記の目的を達成するため、本発明は、減速プラネタリギヤと、該減速プラネタリギヤを経た減速回転を伝達する少なくとも2つのクラッチと、それら2つのクラッチを経た減速回転が入力されるプラネタリギヤセットとにより多段の変速段を達成する車両用自動変速機において、前記プラネタリギヤセットの一方側に、減速プラネタリギヤと、該減速プラネタリギヤを経た減速回転をそれぞれプラネタリギヤセットの異なる2つの要素へ入力する第1及び第3のクラッチとが配置され、減速プラネタリギヤは、第1のクラッチと第3のクラッチの間に配置されたことを特徴とする。

【0006】そして、上記変速機を前進6速の変速機と

する場合、前記プラネタリギヤセットは、その第1の要素が第1のクラッチの出力側部材に連結され、第2の要素が第3のクラッチの出力側部材に連結されるとともに、第1の係止手段により変速機ケースに係止可能とされ、第3の要素が非減速回転を入力する第2のクラッチの出力側部材に連結されるとともに、第2の係止手段により変速機ケースに係止可能とされ、第4の要素が出力部材に連結された構成とするのが有効である。

【0007】上記の構成において、前記減速プラネタリギヤは、変速機ケースから延材するボス部の先端に1要素を固定され、第3のクラッチは、その油圧サーボが前記ボス部の外周に回転自在に支持され、第1のクラッチは、その油圧サーボが入力軸上に配置され、第3のクラッチとプラネタリギヤセットの1要素は、第1のクラッチの外周を通る動力伝達部材により連結された構成とするのが有効である。

【0008】更に、前記減速プラネタリギヤの出力要素は、第3のクラッチの摩擦部材の内周側に係合するクラッチハブに直接連結され、第3のクラッチの油圧サーボは、そのシリンダを減速プラネタリギヤ側に開口する向きに向けて、第3のクラッチの摩擦部材の外周側に係合するクラッチドラムに接続され、該クラッチドラムは、前記動力伝達部材を介してプラネタリギヤセットの1要素に連結された構成とするのが有効である。

【0009】更に、前記第1のクラッチの摩擦部材の内周側に係合するクラッチハブは、減速プラネタリギヤの出力要素に連結され、第1のクラッチの摩擦部材の外周側に係合するクラッチドラムは、プラネタリギヤセットの1要素に連結され、第1のクラッチのクラッチドラムに接続する油圧サーボは、そのシリンダを減速プラネタリギヤ側に開口する向きに向けて配置された構成とするのが有効である。

【0010】上記の場合において、前記減速プラネタリギヤの出力要素は、減速プラネタリギヤの外周側に配置された第3のクラッチの摩擦部材の内周側に係合するクラッチハブに連結され、該クラッチハブは、更に軸方向に延長されて第1のクラッチの摩擦部材の内周側に係合するクラッチハブに接続された構成とするのが有効である。

【0011】また、前記第1のクラッチの油圧サーボは、そのシリンダが減速プラネタリギヤとは反対方向に開口する向きに向けて配置され、外周側で第1のクラッチのクラッチドラムに接続され、該第1のクラッチのクラッチドラムは、減速プラネタリギヤの出力要素に連結された構成とするのも有効である。

【0012】また、前記第1のクラッチの油圧サーボは、そのシリンダが減速プラネタリギヤとは反対方向に開口する向きに向けて配置され、外周側で第1のクラッチのクラッチドラムに接続され、該第1のクラッチのクラッチドラムは、減速プラネタリギヤの出力要素に連結

された構成としてもよい。

【0013】更に、前記第3のクラッチのクラッチドラムに接続する油圧サーボは、減速プラネタリギヤと径方向に重なる位置にボス部への支持部を有する構成とするのも有効である。

【0014】また、前記第1の係止手段は、バンドブレーキで構成され、第3のクラッチのクラッチドラムの外周面をバンドの係合面とされた構成とするのも有効である。

【0015】また、前記第3のクラッチの油圧サーボの供給油路は、ボス部に設けられ、第1のクラッチの油圧サーボの供給油路は、入力軸に設けられた軸内油路を介して変速機ケースに設けられた油路に連通された構成とするのが有効である。

【0016】更に、前記減速プラネタリギヤ、第1のクラッチ及び第3のクラッチは、変速機の後部に配置され、入力軸に設けられた前記供給油路は、入力軸の後端部で変速機ケースに設けられた油路に連通され、入力軸と変速機ケースとの間が、1つのシールリングにより漏れ止めされた構成とするのが有効である。

【0017】

【発明の作用及び効果】上記請求項1記載の構成では、減速プラネタリギヤを経て増幅されたトルクを伝達するため高トルク容量を要する第1のクラッチと第3のクラッチを、共に減速プラネタリギヤに近づけて配置することができるため、高トルクを伝達する経路を構成する部材の長さを短くすることができるので、変速機の軽量、コンパクト化を達成できる。

【0018】次に、請求項2記載の構成では、少ない要素数で良好な6速のギヤ比の変速機構を実現することができる変速機において、上記の効果を達成することができる。

【0019】そして、請求項3記載の構成では、減速プラネタリギヤの1要素を変速機ケースから延材されたボス部で常時固定するようにしたので、固定のための専用の支持手段としてのサポートの配設を不要として、変速機のコンパクト化を図ることができる。また、この構成では、第3のクラッチとプラネタリギヤセットとを連結する動力伝達部材が第1のクラッチの外周を通ることになるが、第1のクラッチの油圧サーボをボス部より小径の入力軸上に配置することで、従来技術のようにボス部上に配置する場合に比べて、油圧サーボの受圧面を内周側に広げることができる。したがって、外径側を規制されることでクラッチ容量の確保が難しくなる第1のクラッチについても、その油圧サーボの受圧面積を大きくすることによって、クラッチ容量を確保することができる。

【0020】次に、請求項4記載の構成では、減速プラネタリギヤの出力が他の部材を介さずに直接第3のクラッチの摩擦部材の入力側部材であるハブに伝達されるの

で、高トルクを伝達する減速プラネタリギヤの出力側伝達経路を短縮することができる。また、第3のクラッチのハブに伝達される高トルクは、内周側の油圧サーボにトルク負荷を与えずに外周側のクラッチドラムから、プラネタリギヤセットに伝達されるため、クラッチドラムに接続する油圧サーボの薄肉化が可能であるため、変速機を軽量、コンパクトに構成することができる。

【0021】また、請求項5記載の構成では、第1のクラッチとプラネタリギヤセットの1変速要素との間を連結する動力伝達部材を、第1のクラッチの油圧サーボのシリンダと共通化することができるので、回転部材数を低減でき、それにより変速機をコンパクト化することができる。

【0022】また、請求項6記載の構成では、第3のクラッチの摩擦部材を減速プラネタリギヤの外周側に配置することによって、減速プラネタリギヤの出力要素と第3のクラッチの入力側部材との伝達経路を短くすることができるとともに、プラネタリギヤセットから離れている第3のクラッチとプラネタリギヤセットを連結する出力側伝達経路を構成する部材も短くすることができる。また、第1のクラッチと第3のクラッチの内周側ハブを共通部材とすることで、部材の共通化及び高トルク伝達部材の短縮が成されるので、変速機の軽量、コンパクト化が可能となる。

【0023】そして、請求項7記載の構成では、第3のクラッチのみならず、第1のクラッチについても、ドラムの内周側に接続する油圧サーボを高トルク負荷を与えることなく、クラッチバブからドラムへの高トルクの伝達で、外周側でのトルク伝達が成されるため、内周側の油圧サーボのシリンダの薄肉化が可能となり、それにより変速機の軽量、コンパクト化が可能となる。

【0024】また、請求項8記載の構成では、第3のクラッチの摩擦部材を減速プラネタリギヤの外周側に配置することによって、減速プラネタリギヤの出力要素と第3のクラッチの入力側部材との伝達経路を短くすることができるとともに、プラネタリギヤセットから離れている第3のクラッチとプラネタリギヤセットを連結する出力側伝達経路を構成する部材も短くすることができる。また、第1のクラッチと第3のクラッチの内周側ハブを共通部材とすることで、部材の共通化及び高トルク伝達部材の短縮が成されるので、変速機の軽量、コンパクト化が可能となる。

【0025】更に、請求項9記載の構成では、第3のクラッチのドラムの支持を減速プラネタリギヤと径方向に重なる位置で行うことができるため、ドラム支持のための軸方向スペースを削減して、変速機の軸方向寸法を短縮することができる。

【0026】また、請求項10記載の構成では、第1の係止手段を径方向配設スペースを極めて小さくすることができるバンドブレーキとすることで、共にプラネタリ

ギヤセットの第2の要素に連結される第1の係止手段と第3のクラッチを径方向に重ねた配置としながら第3のクラッチの外径方向のスペースを確保して、該クラッチの大径化を図ることができ、それによるトルク伝達容量の確保で、クラッチの軸長を短縮することができる。また、第3のクラッチのクラッチドラムが油圧サーボによりボス部上に回転自在に支持されているので、バンド化によるドラムの支持を確実にできる。

【0027】また、請求項11記載の構成では、減速プラネタリギヤ、第1のクラッチ及び第3のクラッチの配  
10 設スペースをコンパクト化しながら、摺動抵抗の発生により伝達効率を低下させる要因となるシールリング数を少なくすることができる。

【0028】そして、請求項12記載の構成では、第1のクラッチへ油圧を供給する油路を入力軸の軸端を介して変速機ケースに連結することで、入力軸を介して第1のクラッチへ油圧の供給を行うことに伴う供給油路の漏れ止めのためのシールリング数の増加を最小限の抑え、摺動抵抗の増加による伝達効率の低下を防ぐことができる。

【0029】

【発明の実施の形態】以下、図面に沿い、本発明の実施形態を説明する。図1は本発明を具体化した自動変速機の一実施形態のギヤトレインを、軸間を共通平面内に展開してスケルトンで示す。また、図2は上記自動変速機を端面からみて実際の軸位置関係を示す。この自動変速機は、減速プラネタリギヤG1と、減速プラネタリギヤG1を経た減速回転を伝達する2つのクラッチ(C-1, C-3)と、それら2つのクラッチを経た減速回転が  
30 入力されるプラネタリギヤセットGとにより多段の変速段を達成するものとされている。そして、プラネタリギヤセットGの一方側に、減速プラネタリギヤG1と、それを経た減速回転をそれぞれプラネタリギヤセットGの異なる2つの要素S2, S3へ入力する第1及び第3のクラッチ(C-1, C-3)とが配置され、減速プラネタリギヤG1は、第1のクラッチ(C-1)と第3のクラッチ(C-3)の間に配置されている。

【0030】以下、この自動変速機の更に具体的なギヤトレイン構成を説明する。この変速機は、フロントエンジン・フロントドライブ(FF)車又はリヤエンジン・リヤドライブ(RR)車用の横置きトランスアクスルの形態を採っており、図1及び図2に示すように、互いに並列的に配置された主軸X、カウンタ軸Y、デフ軸Zの各軸上に変速機構の各要素が配設された3軸構成とされている。そして、主軸X上の入力軸11の周りには、4つの変速要素S2, S3, C2(C3), R2(R3)を有するプラネタリギヤセットGと、減速プラネタリギヤG1と、2つのブレーキ(B-1, B-2)と、3つのクラッチ(C-1, C-2, C-3)とを備える変速機構が配置されている。このギヤトレインでは、プラネ  
50

タリギヤセットGの一方の減速回転の入力要素S3が第1のクラッチ(C-1)により減速プラネタリギヤG1を介して入力軸11に連結され、他方の入力要素S2が第3のクラッチ(C-3)により減速プラネタリギヤG1を介して入力軸11に連結されるとともに、第1のブレーキ(B-1)により変速機ケース10に係止可能とされ、非減速回転の入力要素C2(C3)が第2のクラッチ(C-2)により入力軸11に連結されるとともに第2のブレーキ(B-2)により変速機ケース10に係止可能とされ、残りの変速要素R2(R3)が出力要素として、主軸X上の出力要素としてのカウンタドライブギヤ19に連結されている。

【0031】なお、図に示すギヤトレインでは、上記の他に、係合要素としてブレーキ(B-2)に並列させてワンウェイクラッチ(F-1)を配しているが、これは、後に詳記する1→2変速時のブレーキ(B-2)とブレーキ(B-1)の摺み替えのための複雑な油圧制御を避け、ブレーキ(B-2)の解放制御を単純化すべく、ブレーキ(B-1)の係合に伴って自ずと係合力を解放するワンウェイクラッチ(F-1)を用いたものであり、上記のような過渡的な機能を除き、本質的にはブレーキ(B-2)と同等のものである。

【0032】また、主軸X上には、図示しないエンジンに接続されて、その回転を入力軸11に伝達するロックアップクラッチ付のトルクコンバータ4が配置されている。そして、カウンタ軸Y上には、カウンタギヤ2が配置されている。カウンタギヤ2は、カウンタ軸20に固定され、主軸X上の出力部材としてのカウンタドライブギヤ19に噛合する大径のカウンタドリブンギヤ21と、同じくカウンタ軸20に固定され、カウンタ軸Y上の出力要素としての小径のデフドライブピニオンギヤ22とが配設されており、これらにより主軸X側からの出力を減速するとともに、反転させてディファレンシャル装置3に伝達することで、適宜の最終減速比を得るとともに、入力軸11の回転方向とディファレンシャル装置3からの出力の回転方向を合わせる機能を果たす。デフ軸Z上には、ディファレンシャル装置3が配設されている。ディファレンシャル装置3は、デフケース32に固定されたデフリングギヤ31をデフドライブピニオンギヤ22に噛合させてカウンタ軸20に連結され、デフケース32内に配置された差動歯車の差動回転が左右軸30に出力される構成とされ、この出力が最終的なホイール駆動力とされる。

【0033】プラネタリギヤセットGは、大径のサンギヤS2と、小径のサンギヤS3と、互いに噛合するロングピニオンP2とショートピニオンP3とを支持するキャリアC2(C3)と、リングギヤR2(R3)(このリングギヤは、理論上2つのギヤを構成するが、実質はいずれかのサンギヤの外周側のみ位置する1つのギヤであるので、以下サンギヤに対する位置に応じてR2又

はR3として、一方の略号のみ付記する）とで構成され、ロングピニオンP2が大径のサンギヤS2とリングギヤR2とに噛合し、ショートピニオンP3が小径のサンギヤS3に噛合するラビニヨ式のギヤセットで構成されている。そして、この形態では、大径のサンギヤS2と小径のサンギヤS3が減速回転の入力要素、キャリアC2（C3）が非減速回転の入力要素、リングギヤR2が出力要素とされている。プラネタリギヤセットGの小径のサンギヤS3は、クラッチ（C-1）の出力側部材に連結され、大径のサンギヤS2は、クラッチ（C-3）の出力側部材に連結されるとともに、バンドブレーキで構成されるブレーキ（B-1）により自動変速機ケース10に係止可能とされている。また、キャリアC2（C3）は、クラッチ（C-2）を介して入力軸11に連結され、かつ、ブレーキ（B-2）により変速機ケース10に係止可能とされるとともに、ワンウェイクラッチ（F-1）により変速機ケース10に一方方向回転係止可能とされている。そして、リングギヤR2がカウンタドライブギヤ19に連結されている。

【0034】減速プラネタリギヤG1は、その1要素としてのサンギヤS1を変速機ケース10に固定され、リングギヤR1を入力要素として入力軸11に連結され、キャリアC1を出力要素としてクラッチ（C-1）及びクラッチ（C-3）の出力側部材に連結させて、上記の連結関係でプラネタリギヤセットGに連結されている。

【0035】こうした構成からなる自動変速機は、図示しない電子制御装置と油圧制御装置とによる制御で、運転者により選択されたレンジに応じた変速段の範囲で車両負荷に基づき、変速を行う。図3は各クラッチ及びブレーキの係合及び解放（○印で係合、無印で解放を表す）で達成される変速段を図表化して示す。また、図4は各クラッチ及びブレーキの係合（●印でそれらの係合を表す）により達成される変速段と、そのときの各変速要素の回転数比との関係を速度線図で示す。

【0036】両図を併せ参照してわかるように、第1速（1ST）は、クラッチ（C-1）とブレーキ（B-2）の係合（本形態において、作動表を参照してわかるように、このブレーキ（B-2）の係合に代えてワンウェイクラッチ（F-1）の自動係合が用いられているが、この係合を用いている理由及びこの係合がブレーキ（B-2）の係合に相当する理由については後に詳述する。）により達成される。この場合、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ（C-1）経由で小径のサンギヤS3に入力され、ワンウェイクラッチ（F-1）の係合により変速機ケース10に係止されたキャリアC3に反力を取って、リングギヤR2の最大減速比の減速回転がカウンタドライブギヤ19に出力される。

【0037】次に、第2速（2ND）は、クラッチ（C-1）とブレーキ（B-1）の係合により達成される。

この場合、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ（C-1）経由で小径のサンギヤS3に入力され、ブレーキ（B-1）の係合により変速機ケース10に係止された大径のサンギヤS2に反力を取って、リングギヤR2の減速回転がカウンタドライブギヤ19に出力される。このときの減速比は、図4にみるように、第1速（1ST）より小さくなる。

【0038】また、第3速（3RD）は、クラッチ（C-1）とクラッチ（C-3）の同時係合により達成される。この場合、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ（C-1）とクラッチ（C-3）経由で同時に大径のサンギヤS2と小径のサンギヤS3に入力され、プラネタリギヤセットGが直結状態となるため、両サンギヤへの入力回転と同じリングギヤR2の回転が、入力軸11の回転に対しては減速された回転として、カウンタドライブギヤ19に出力される。

【0039】更に、第4速（4TH）は、クラッチ（C-1）とクラッチ（C-2）の同時係合により達成される。この場合、一方で入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ（C-1）経由で小径のサンギヤS3に入力され、他方で入力軸11からクラッチ（C-2）経由で入力された非減速回転がキャリアC2（C3）に入力され、2つの入力回転の中間の回転が、入力軸11の回転に対しては僅かに減速されたリングギヤR2の回転としてカウンタドライブギヤ19に出力される。

【0040】次に、第5速（5TH）は、クラッチ（C-2）とクラッチ（C-3）の同時係合により達成される。この場合、一方で入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ（C-3）経由で大径のサンギヤS2に入力され、他方で入力軸11からクラッチ（C-2）経由で入力された非減速回転がキャリアC2（C3）に入力され、リングギヤR2の入力軸11の回転より僅かに増速された回転がカウンタドライブギヤ19に出力される。

【0041】そして、第6速（6TH）は、クラッチ（C-2）とブレーキ（B-1）の係合により達成される。この場合、入力軸11からクラッチ（C-2）経由で非減速回転がキャリアC2（C3）にのみ入力され、ブレーキ（B-1）の係合により変速機ケース10に係止されたサンギヤS2に反力を取るリングギヤR2の更に増速された回転がカウンタドライブギヤ19に出力される。

【0042】なお、後進（REV）は、クラッチ（C-3）とブレーキ（B-2）の係合により達成される。この場合、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ（C-3）経由でサンギヤS2に入力され、ブレーキ（B-2）の係合により変速機ケース10に係止されたキャリアC2（C3）に反力を取

10

20

30

40

50

るリングギヤR2の逆転がカウンタドライブギヤ19に出力される。

【0043】ここで、先に触れたワンウェイクラッチ(F-1)とブレーキ(B-2)との関係について説明する。上記の第1速と第2速時の両ブレーキ(B-1, B-2)の係合・解放関係にみるように、これら両ブレーキは、両変速段間でのアップダウンシフト時に、一方の解放と同時に他方の係合が行われる、いわゆる組み替えされる摩擦係合要素となる。こうした摩擦係合要素の組み替えは、それらを操作する油圧サーボの係合圧と解放圧の精密な同時制御を必要とし、こうした制御を行うには、そのためのコントロールバルブの付加や油圧回路の複雑化等を招くこととなる。そこで、本形態では、第1速と第2速とで、キャリアC2(C3)にかかる反力トルクが逆転するのを利用して、ワンウェイクラッチ(F-1)の係合方向を第1速時の反力トルク支持方向に合わせた設定とすることで、ワンウェイクラッチ(F-1)に実質上ブレーキ(B-2)の係合と同等の機能を発揮させて、第1速時のブレーキ(B-2)の係合に代えて(ただし、ホイール駆動のエンジンコースト状態ではキャリアC2(C3)にかかる反力トルクの方向がエンジン駆動の状態に対して逆転するので、エンジンブレーキ効果を得るためには、図3に括弧付きの○印で示すようにブレーキ(B-2)の係合を必要とする)、キャリアC2(C3)の係止を行っているわけである。したがって、変速段を達成する上では、ワンウェイクラッチを設けることなく、ブレーキ(B-2)の係合により第1速を達成する構成を採ることもできる。

【0044】このようにして達成される各変速段は、図4の速度線図上で、リングギヤR2, R3の速度比を示す○印の上下方向の間隔を参照して定性的にわかるように、各変速段に対して比較的等間隔の良好な速度ステップとなる。この関係を具体的に数値を設定して、定量的に表すと、図3に示すギヤ比となる。この場合のギヤ比は、減速プラネタリギヤG1のサンギヤS1とリングギヤR1の歯数比 $\lambda_1 = 44/78$ 、プラネタリギヤセットGの大径サンギヤ側のサンギヤS2とリングギヤR2(R3)の歯数比 $\lambda_2 = 36/78$ 、小径サンギヤ側のサンギヤS3とリングギヤR3の歯数比 $\lambda_3 = 30/78$ に設定すると、入出力ギヤ比は、  
第1速(1ST):  $(1 + \lambda_1) / \lambda_3 = 4.067$   
第2速(2ND):  $(1 + \lambda_1) (\lambda_2 + \lambda_3) / \lambda_3 (1 + \lambda_2) = 2.354$   
第3速(3RD):  $1 + \lambda_1 = 1.564$   
第4速(4TH):  $(1 + \lambda_1) / (1 + \lambda_1 - \lambda_1 \cdot \lambda_3) = 1.161$   
第5速(5TH):  $(1 + \lambda_1) / (1 + \lambda_1 + \lambda_1 \cdot \lambda_2) = 0.857$   
第6速(6TH):  $1 / (1 + \lambda_2) = 0.684$   
後進(REV):  $-(1 + \lambda_1) / \lambda_2 = -3.389$

となる。そして、これらギヤ比間のステップは、

第1・2速間: 1.73

第2・3速間: 1.51

第3・4速間: 1.35

第4・5速間: 1.35

第5・6速間: 1.25

となる。

【0045】次に、図5は自動変速機の全体構成を更に具体化した断面で示す。また、図6及び図7は図5の一部をそれぞれ拡大して示す。先にスケルトンを参照して説明した各構成要素については、同じ参照符号を付して説明に代えるが、スケルトンから参照し得ない細部について、全体的な位置関係については図5、各部の詳細については図6及び図7を参照して説明する。なお、本明細書を通じて、クラッチ及びブレーキという用語は、それらが多板構成のものである場合、それらの入出力要素への連結部材としてのドラムとハブ、係脱部材としての摩擦部材、及び操作機構としてドラムに内包又は連結一体化(本明細書において、これら両方の態様を含めて接続という)されたシリンダを備える油圧サーボを総称するものとする。

【0046】変速機ケース10は、後端壁部10eから前方に向かってテーパ状に拡張する周壁部10fを備えるケース本体10Bと、前端的開口を閉じるオイルポンプボディと、それに固定のオイルポンプカバーからなり、ケース本体10Bにボルト止め固定される前端壁10Aと、ケース本体10Bの軸方向ほぼ中央部にボルト止め固定されるサポート壁10Cとから構成されている。そして、本体10Bの周壁部10f内面には、前端的開口からほぼ後端壁部10eに達するスプライン10gが形成され、後端壁部10eには、入力軸11の後端を支持すべく、後端壁部から延材されて前方に突出する後側ボス部10bと、後に詳記するブレーキ(B-2)の油圧サーボのシリンダの内周壁を構成する環状壁10e'が形成されている。また、前端壁10Aには、オイルポンプカバーから延材されて後方に突出するボス部と、その内周に嵌挿されたスリーブ軸13の変速機ケース10内への突出部とからなる前側ボス部10aが形成されている。更に、サポート壁10Cには、その内周を後方に延び、カウンタドライブギヤ19の支持部を構成する中央ボス部10hが形成されている。

【0047】入力軸11は、加工の便宜上から前後2軸11A, 11Bに分割され、スプライン係合で相互に連結一体化され、軸前半部11Aの軸内には、潤滑圧供給用の軸内油路11rとサーボ圧供給用の軸内油路11pが形成され、軸後半部11Bの軸内には、潤滑圧供給用の軸内油路11sが形成されている。また、軸前半部11Aの後端寄りの外周には、フランジ部11aが形成され、軸後半部11Bの後端寄りの外周には、フランジ部11bが形成されている。そして、軸前半部11Aは、

オイルポンプ配設位置の内周側と、フランジ部11aの直前部で、それぞれブッシュを介して前側ボス部10aを構成するスリーブ軸13に支持され、軸後半部11Bは、前端を軸前半部11Aとのスプライン係合で、また後端をケース10の後側ボス部10bにベアリングを介して径方向支持され、支持部に隣接させて形成されたそれぞれのフランジ部11a、11bと両ボス部10a、10b先端との間に介装されたスラストベアリングにより軸方向支持されている。

【0048】プラネタリギヤセットGは、入力軸11の軸後半部11Bの外周に配置され、サンギヤS3は、そのギヤ部と延長軸部をそれぞれブッシュを介して軸後半部11Bに両端支持され、サンギヤS2は、そのギヤ部と延長軸部をそれぞれブッシュを介してサンギヤS3の延長軸部に両端支持されている。キャリアC2(C3)は、その前端側をブッシュを介してサンギヤS2の延長軸部に片持ち支持され、リングギヤR2は、フランジ部材を介するスプライン連結で、カウンタドライブギヤ19に支持されている。そして、プラネタリギヤセットGのサンギヤS2は、その延長軸部をスプライン係合で動力伝達部材14に連結され、動力伝達部材14は、第3のクラッチ(C-3)のドラム72の外周側円筒部先端に端面噛み合いで連結されている。また、サンギヤS3は、その延長軸部を第1のクラッチ(C-1)の油圧サーボのシリンダ60の延長軸部にスプライン係合で連結されている。そして、キャリアC2(C3)は、その後端に固定されてプラネタリギヤセットGの外周側を前方に向かって延びる第2のクラッチのハブ54と第2のブレーキ(B-2)のハブとワンウェイクラッチ(F-1)のインナレースとを一体化した部材に連結されている。更に、リングギヤR2は、上記のように、連結部材を介してカウンタドライブギヤ19に連結されている。

【0049】減速プラネタリギヤG1は、オイルポンプカバーの内周に嵌合固定されて前端部でトルクコンバータのステータをワンウェイクラッチを介してオイルポンプカバーに固定するスリーブ軸13の後端部で構成される前側ボス部10aに反力要素としてのサンギヤS1をスプライン係合で固定し、入力要素としてのリングギヤR1を入力軸11のフランジ部11aの外周にスプライン係合で連結させて、第3のクラッチ(C-3)と第1のクラッチ(C-1)の間、詳しくは、それらクラッチの両油圧サーボ7、6の間に配置されている。そして、出力要素としてのキャリアC1は、その前端側を、後に詳記する第1及び第3のクラッチに共通のハブ74に直接連結されている。

【0050】次に、第1及び第3のクラッチ(C-1、C-3)の油圧サーボ6、7は、減速プラネタリギヤG1を挟んでその両側に前後に向かい合わせ、すなわち油圧サーボ6、7のシリンダ60、70が減速プラネタリギヤG1側に開口する向きに配置されている。そして、

第1のクラッチの油圧サーボ6は、入力軸の軸前半部11Aの後端部外周に支持部62aで回転自在に支持され、外周側にドラム62を固定されたシリンダ60と、シリンダ60に摺動自在に嵌挿されたピストン61と、ピストン61にかかる遠心油圧を相殺するキャンセルプレート65と、リターンスプリング66とから構成されている。この油圧サーボ6に対するサーボ圧の給排は、入力軸11の軸前半部11Aに設けられた軸内油路11pを介して、変速機ケースに設けられた油路との連通により行われる。

【0051】この第1のクラッチ(C-1)のシリンダ60は、該クラッチの摩擦部材63の内周側に配置され、プラネタリギヤセットGのサンギヤS3に延長軸部でスプライン連結させて、第1のクラッチのドラム62からプラネタリギヤセットGのサンギヤS3に動力を伝達する部材とされている。そして、シリンダ60とそれに接続されたドラム62は、プラネタリギヤセットGのリングギヤR3からの出力をカウンタ軸20に伝達するカウンタドライブギヤ19の支持部材としてのサポート10Cの内周側でサンギヤS3の延長軸部とスプライン連結されている。

【0052】こうした構成により、第1のクラッチ(C-1)からプラネタリギヤセットGのサンギヤS3への動力を伝達を、第1のクラッチのシリンダ60を利用して、動力伝達のための格別の部材を軸方向に介在させることなく行うことができ、それによる軸長の短縮がなされている。また、第1のクラッチの油圧サーボ6を介するドラム62の支持部62aを、実質的な軸方向スペースを要しないように、動力伝達部材14とシリンダ60の肉厚に相当する幅の内周側に配置することで、油圧サーボ6の軸方向長を、該油圧サーボへのサーボ圧の供給路を軸方向両側で漏れ止めするシールリングの配置間隔に対応する軸方向長まで薄くして、クラッチドラム62を確実に支持しながら変速機構の軸長の短縮がなされている。

【0053】第3のクラッチの油圧サーボ7は、その内周側を前側ボス部10aの外周に支持部72aでブッシュを介して回転自在に支持され、外周側を拡張してドラム72とされたシリンダ70と、シリンダ70に摺動自在に嵌挿されたピストン71と、ピストン71にかかる遠心油圧を相殺するキャンセルプレート75と、リターンスプリング76とから構成されている。この油圧サーボ7に対するサーボ圧の給排は、前側ボス部10aに形成されたケース内油路10qから直接行われる。

【0054】第1のクラッチ(C-1)の摩擦部材63と第3のクラッチ(C-3)の摩擦部材73は、減速プラネタリギヤG1の外周側に並べて配置されている。そして、第1のクラッチ(C-1)の摩擦部材63は、内周側をハブ74にスプライン係合させ、外周側をドラム62にスプライン係合させた多板の摩擦材とセパレータ



プレートから構成され、ドラム62の先端に固定されたバックギヤプレートと、油圧サーボ6内への油圧の供給によりシリンダ60から押し出されるピストン61とで挟持されるクラッチ係合作動により、入力側部材としてのハブ74から出力側部材としてのドラム62にトルクを伝達する構成とされている。

【0055】第3のクラッチ(C-3)の摩擦部材73は、内周側をハブ74にスプライン係合させ、外周側をドラム72にスプライン係合させた多板の摩擦材とセパレータプレートから構成され、ドラム72の先端に固定されたバックギヤプレートと、油圧サーボ7内への油圧の供給によりシリンダ70から押し出されるピストン71とで挟持されるクラッチ係合作動により、入力側部材としてのハブ74から出力側部材としてのドラム72にトルクを伝達する構成とされている。

【0056】このように、減速プラネタリギヤG1から出力される減速トルクをプラネタリギヤセットGに伝達する第1及び第3の2つのクラッチ(C-1, C-3)を減速プラネタリギヤG1の直近に、しかも減速プラネタリギヤG1の外周側の摩擦部材63, 73及び前後の油圧サーボ6, 7で取り囲む構成となるため、減速プラネタリギヤG1から両クラッチ(C-1, C-3)への動力伝達を取り囲まれた内部のみで、キャリアC1から両クラッチに共通のハブ74へ、格別の部材を配することなく直接行い、2つのクラッチを経た一方の動力のプラネタリギヤセットGへの伝達を第1の油圧サーボ6を介して行うことができるようにし、動力伝達のために軸への支持を必要とし軸方向に重ねられる部材の数を、減速プラネタリギヤG1から両クラッチ(C-1, C-3)への直接の動力伝達と、第1のクラッチの油圧サーボ6を利用した動力伝達により削減している。したがって、この構成により、変速機構の軸長が短縮され、それによる高トルク伝達部材の短縮もなされている。また、減速トルクの伝達経路を集約化し、プラネタリギヤセットGへの減速トルクの入力経路と非減速トルクの入力経路の錯綜によりプラネタリギヤセットGの内周側に動力伝達のための軸を通すような多軸構造をなくしているため、変速機の軽量、コンパクト化がなされている。

【0057】また、入力軸11の前後分割に伴うそれら相互の連結部と、入力軸11の外周とカウンタドライブギヤ内周との間を通しての第1のクラッチ(C-1)及び第3のクラッチ(C-3)のプラネタリギヤGとの連結に関して、入力軸前半部11Aと後半部11Bのスプライン連結部、サンギヤS3の延長軸部とシリンダ60の延長軸部とのスプライン連結部、及びサンギヤS2の延長軸部と動力伝達部材14とのスプライン連結部が、相互に軸方向にずらされているので、それら3つの連結部の径方向の重なりによる大径化が防がれ、コンパクトな構成となっている。

【0058】他方、第2のクラッチの油圧サーボ5は、

プラネタリギヤセットGの後側、すなわち変速機構の最後部に配置され、内周側を入力軸後半部11Bのフランジ部11bに連結され、外周側を拡張延長してドラム52とされたシリンダ50と、シリンダ50に嵌挿されたピストン51と、遠心油圧のキャンセルプレート55と、リターンスプリング56とで構成されている。この油圧サーボ6の油圧の給排は、変速機ケースの後側ボス部10bに形成されたケース内油路10tを介して行われる。

【0059】第2のクラッチ(C-2)の摩擦部材53は、プラネタリギヤセットGの外周側における後方で、かつ、リングギヤのない部位に、内周側をハブ54にスプライン係合させ、外周側をドラム52にスプライン係合させた多板の摩擦材ディスクとセパレータプレートから構成され、ドラム52の先端に固定されたバックギヤプレートと、油圧サーボ5内への油圧の供給によりシリンダ50から押し出されるピストン51とで挟持されるクラッチ係合作動により、ドラム52を入力側部材とし、ハブ54を出力側部材としてトルクを伝達する構成とされている。

【0060】このように、第2のクラッチ(C-2)及び第2のブレーキ(B-2)に関して、減速されないトルクを伝達することで第1及び第3のクラッチに比べてトルク容量の小さな第2のクラッチ(C-2)の摩擦部材53を、プラネタリギヤセットGの外周側に配置することで大径化して摩擦部材側で容量を稼ぎ、その分だけ小径化した第2のクラッチの油圧サーボ5の外周側に第2のブレーキ(B-2)の油圧サーボ9を径方向に重ねた配置となるため、径方向スペースを有効に利用した両油圧サーボの配置により、更なる変速機軸長の短縮がなされている。

【0061】次に、第1のブレーキ(B-1)はバンドブレーキとされ、そのブレーキバンド83は、第3のクラッチ(C-3)のドラム72の外周面を係合面として締めつける構成とされている。これにより、第1のブレーキ(B-1)は、軸方向スペースを要せず、しかも径方向寸法をほとんど増加させずに配置されていることになる。なお、このバンドブレーキの油圧サーボは、ブレーキバンド83と同じ軸方向位置で、ドラム72に対して接線方向に伸びるものであるため、図示を省略している。このように、減速プラネタリギヤG1の外周側に配置された第3のクラッチの摩擦部材73を支持するクラッチドラム72を第1のブレーキのドラムとし、しかも該ドラムの支持部72aを減速プラネタリギヤG1のサンギヤS1と重なる位置に配置したため、ブレーキドラム配設のための径方向スペースと、ドラム支持のための軸方向スペースを共に削減して、変速機構の外径と軸長の短縮がなされている。しかも、バンド83で締結されるドラムを締結部の内周側でケースの前側ボス部10aに支持した構成となるため、クラッチドラムを利用しな

がら、安定したブレーキ性能を得ることができる。

【0062】第2のブレーキ(B-2)は、各クラッチと同様に多板構成とされ、その摩擦部材93は、プラネタリギヤセットGの外周側における前方に配置され、第2のブレーキの油圧サーボ9は、第2のクラッチの油圧サーボ5の外周側におけるケース10の後端壁部10eに配置され、第2のクラッチの摩擦部材53の外周側を通して第2のブレーキの摩擦部材93を押圧可能とされ、ワンウェイクラッチ(F-1)と並べて配置されている。そして、第2のブレーキ(B-2)の油圧サーボ9は、変速機ケース10の後端壁部10eに、ピストン91を嵌挿させてシリンダを内蔵させた形態で設けられている。更に詳しくは、摩擦部材93のセパレータプレートが、それらの外周側をスプライン係合でケース10の周壁部10fに回り止め支持され、摩擦材ディスクが、それらの内周側をスプライン係合でクラッチハブ54と一体のブレーキハブに回り止め支持されている。また、油圧サーボ9は、ケース10の周壁部10fと、後端壁部10eと、後端壁部10eから軸方向に延びる環状壁部10e'とで画定されるシリンダに環状のピストン91を嵌挿した構成とされ、ピストン91の延長部が第2のクラッチのドラム52の外周を通して摩擦部材93に対峙する配置とされている。第2のブレーキ(B-2)の油圧サーボ9のリターンスプリング96とその受け部96'は、第2のブレーキ(B-2)の摩擦部材93を支持するスプライン10fの凹部10g'に配置されている。

【0063】このように、第2のブレーキの油圧サーボ9のリターンスプリング96とその受け部96'を、ケース10のスプライン10gの凹部10g'に配置することで、リターンスプリング96について、実質上配設スペースを要しない配置を実現でき、その分だけ変速機のケース外径が小さくなっている。

【0064】次に、カウンタドライブギヤ19の支持に関しては、該ギヤ19は、その支持部材を構成するサポート10Cの内周を後方に延びるボス部10hの外周にベアリング12を介して支持されている。このサポート10Cは、図5を参照してわかるように、ケース本体10Bのほぼ中間部を若干拡張して形成される段差部におけるスプラインの凸部の端面に外周側をボルト止めしてケース本体10Bに固定されている。

【0065】上記のように変速機構が配置された入力軸11に対して、図5を参照してわかるように、カウンタ軸20の前端部には、オイルポンプボディを一部切り欠く形態で前端壁10Aに軸方向に重ねて、ディファレンシャル装置3のデフリングギヤ31に噛み合うデフドライブピニオンギヤ22が配置されている。この最前部へのデフドライブピニオンギヤ22の配置に伴い、カウンタ軸20の前側は、デフドライブピニオンギヤ22の後方でケース本体10Bにベアリングを介して支持されて

いる。そして、この位置関係から、第3のクラッチ(C-3)の油圧サーボ7は、デフリングギヤ31と径方向に重なった位置に配置され、第3のクラッチの摩擦部材73は、減速プラネタリギヤG1の外周でデフリングギヤ31と軸方向に一部重なった配置とされている。

【0066】こうした配置は、デフドライブピニオンギヤ22をできるだけ前方に配置することで、デフリングギヤ31と第3のクラッチの摩擦部材73との径方向の重なりをなくし、摩擦部材73の径方向寸法の制約をなくして容量を確保するのに役立ち、軸間距離の短縮あるいはギヤ径の拡大によるデフリングギヤ31との干渉により、第3のクラッチの油圧サーボ7が小径化しても、十分なクラッチ容量を得ることを可能にしている。したがって、この構成により、入力軸10とデフ軸30との間で一定の軸間距離を採る場合において、デフリングギヤ径の選択の幅を大きくすることでデフ比設定の自由度を増すのに役立ち、あるいは軸間距離の短縮も容易にしている。

【0067】次に、図8は、第1実施形態と実質同様の各要素配置において、カウンタドライブギヤ19だけを変速機の最後部に移設した第2実施形態を模式化した断面で示す。この形態の場合、第2のクラッチの油圧サーボ5は、入力軸後半部11Bの外周に支持され、代わってカウンタドライブギヤ19がケース本体10Bの大径の第2の後側ボス部10b'に支持される。また、第2のブレーキの油圧サーボ9は、ケース本体10Bの段差部をシリンダとして配置される。

【0068】この第2実施形態では、第2のクラッチの油圧サーボ5が入力軸後半部11Bの外周に支持されるため、油圧サーボ5へのサーボ圧の供給のために、入力軸11の軸内油路の構成が変更されている。すなわち、入力軸後半部11Bの軸内油路は前後に分割され、前側の軸内油路11s'については、第1実施形態の場合と同様に前側ボス部10aにおいて変速ケース内油路に連結され、後側の軸内油路11s''については、変速機ケース本体10Bの後端壁部10e側に設けたサーボ圧供給用のケース内油路10tに連結されている。そして、入力軸後半部11Bの外周と後側ボス部10bとの間には、サーボ圧の漏れ止め用のシールリング11uが配設されている。

【0069】この第2実施形態による利点は、サポート10Cの廃止による軸長の短縮が可能である点に加えて、第1及び第3のクラッチ(C-1、C-3)の出力側を直接プラネタリギヤセットGの両要素S2、S3に連結することができる点にあり、これにより第1及び第3のクラッチ(C-1、C-3)は、その入力側の高トルク伝達経路のみならず、出力側の高トルク伝達経路も最短とすることができる。また、この形態では、ケース本体10Bの後端部外周をカウンタドライブギヤ19の外径に合わせて縮径することで、変速後端部を小径化す

ることができる利点もあり、これにより、車両搭載時ににおける車両側メンバとの干渉を生じ易い後端部を特に小径化することで、軸長に比して変速機の搭載性を向上させることができる。更に、入力軸後半部11Bの後側の軸内油路11s''を軸端に開口させて、後側ボス部10bの内部でケース内油路10tに接続する構成により、軸周で油路を接続する場合に油路接続部を挟む前後一对の軸周シールリングを必要とするのに比して、第2のクラッチの油圧サーボ5へのサーボ圧の供給を入力軸を介して行うことに伴うシールリング数の増加を最小限に抑えることができる利点も得られる。

【0070】同様に図9は、第1実施形態と実質同様の各要素配置において、カウンタドライブギヤ19をプラネタリギヤセットGと第2のクラッチ(C-2)との間に配設した第3実施形態を模式化した断面で示す。この形態の場合、カウンタドライブギヤ19はケース本体10Bの周壁10fに固定されたサポート10Cから前方に延びるボス部10hに支持される。これに伴い、プラネタリギヤセットGと第2のクラッチ(C-2)の関係では、両者の間にカウンタドライブギヤ19が位置することになるので、第2のクラッチのハブ54を入力軸11に沿って前方に延長し、同じくプラネタリギヤセットGのキャリアC2(C3)の軸支持部を入力軸11に沿って後方に延長し、双方の軸方向延長部をカウンタドライブギヤ19を支持するサポート10Cの内周側でスプライン係合連結する構成とされる。また、ブレーキ(B-2)の油圧サーボ9については、ケース本体10Bの周壁10fに固定された独自のシリンダ90を備える構成とされる。なおこの場合、ブレーキ(B-2)とワンウェイクラッチ(F-1)の位置が逆転しているが、これは、プラネタリギヤセットGのリングギヤR2を小径のサンギヤS3の外周側へ移設することで、外周にリングギヤを欠く部分にシリンダ90を配置することでサーボ容量を確保するためである。

【0071】この第3実施形態による利点は、トルク負荷の小さい第2のクラッチ(C-2)を最後部に位置させることで、高トルク負荷の各要素をまとめて相対的に前方に寄せる配置となるため、変速機全体としての剛性の維持が容易となる点にある。また、油圧供給の関係は第1実施形態の構成を踏襲できるため、第2実施形態に対しては、シールリングによる摺動抵抗の軽減の点で有利となる。

【0072】次に図10は、第2実施形態と同様にカウンタドライブギヤ19を最後部に配置したもののにおいて、第2のクラッチ(C-2)をプラネタリギヤセットGと第1のクラッチ(C-1)との間に配設した第4実施形態を模式化した断面で示す。この形態の場合、これまでの各実施形態と異なり入力軸前半部11Aと後半部11Bは、相互に回転自在とされ、入力軸後半部11Bの前端はベアリングを介して前半部11Aに支持され

る。そして、入力軸前半部11Aの後端部の外周に第2のクラッチ(C-2)の油圧サーボ5が配設されている。油圧サーボ5のシリンダ50は、入力軸前半部11Aの外周と、それに固定され、第1のクラッチのシリンダ60と類似した断面形状の板状の部材で構成され、シリンダ50の外周側に連結してクラッチドラム52が設けられている。油圧サーボ5のピストン51も第1のクラッチのピストン61と同様の断面形状とされている。摩擦部材53の内周側に係合するクラッチハブ54は、入力軸後半部11Bの前端側に連結されている。また、プラネタリギヤセットGのキャリアC2は、入力軸後半部11Bの後端側に連結されている。また、第2のクラッチのサーボ圧供給用の軸内油路は、第1のクラッチのサーボ圧供給用の軸内油路11pと並列に入力軸前半部11Aの軸内油路11p'として形成されている。

【0073】この形態による利点は、第2のクラッチ(C-2)に関して、その油圧サーボ5の軸周配置により、内径方向への受圧面積の拡大が可能となり、外径方向についても第1及び第3のクラッチの出力側部材が通るだけなので寸法上の制約が緩和される点にある。したがって、この形態では、本来トルク伝達容量が小さくてよい第2のクラッチ(C-2)について、その油圧サーボ5の容量を内径方向への拡大により稼ぎ、摩擦部材53の大径化により構成枚数を減じることで第2のクラッチ全体について軸方向寸法のコンパクト化が図られている。これにより、図面上同一比率で示す他の先行実施形態との対比で明らかなように、変速機の顕著な軸長短縮が成される。

【0074】ところで、上記各形態では、第1及び第3のクラッチ(C-1、C-3)並びに減速プラネタリギヤG1(以下、これら3者を総称して高トルク伝達系という)を変速機におけるエンジンへの接続側に配設しているが、これらは、同様の構成と連結関係のまま、変速機の後端側に配置することもできる。図11はこうした構成を採る第5実施形態を模式化した断面で示す。この形態では、プラネタリギヤセットG、減速プラネタリギヤG1、3つのクラッチ(C-1~C-3)及びカウンタドライブギヤ19の配置を第1実施形態に対して全く逆向きとしている。

【0075】こうした配置を採る場合、減速プラネタリギヤG1のサンギヤS1はケース本体10Bから延びる後側ボス部10bに固定され、第3のクラッチの油圧サーボ7も後側ボス部10bに支持され、第1のクラッチの油圧サーボ6は入力軸後半部11Bに支持される。また、第2のクラッチの油圧サーボ5は、前側ボス部10aに支持される。更に、第2のブレーキの油圧サーボ9は、ケース本体周壁10fに固定した独自のシリンダ90を持つ構成とされる。また、軸内油路については、軸前半部11A内のものが潤滑油路1本に単純化される。

【0076】この第5実施形態の利点は、減速トルクの

10

20

30

40

50

伝達に関与しないためにトルク伝達容量が小さく、それにより摩擦部材53の外径を小さくできる第2のクラッチ(C-2)が最前方に位置する関係となるため、クラッチ摩擦部材53とデフリングギヤ31との干渉の制約が緩和され、図1に示す主軸Xとデフ軸Zとの軸間距離(デフギヤ比の設定に影響する)の設定の自由度が増す点にある。

【0077】この点について、更に詳述すると、キャリアC2(C3)に入力軸11の回転を直接入力するクラッチ(C-2)は、先の変速段の説明から明かなように、前進1速(1ST)～3速(3RD)及び後進(REV)時に係合されないクラッチである。そのため、このクラッチ(C-2)は、車両停止時のようなトルクコンバータ4からのエンジントルクを増幅したストールトルクを受けることはなく、また、図4の速度線図を参照して、他の2つのクラッチ(C-1、C-3)との対比でわかるように、減速による増幅トルクを負担することはない。したがって、このクラッチ(C-2)は、他のクラッチに比してトルク容量(この容量は、クラッチ径と摩擦部材の枚数により決まる)の小さなクラッチとすることができる。したがって、このクラッチ径を小さくすることで、図2に示す軸位置関係から、主軸Xとデフ軸Zの軸間距離に対して、クラッチ径を小さくした分だけデフリングギヤ31のギヤ径を大きくすることができる。

【0078】次に、前記のように高トルク伝達系を変速機の後端側に配置する構成においても、前記各実施形態と同様のその余の要素位置の変更が可能である。図12はプラネタリギヤセットGと第2のクラッチ(C-2)との間にカウンタドライブギヤ19を配置した第6実施形態を模式化した断面で示す。この形態の場合、プラネタリギヤセットGに対して小径のサンギヤS3側にカウンタドライブギヤ19が位置することから、上記第3実施形態の場合と同様の連結関係の理由から、プラネタリギヤセットGのリングギヤR3は大径のサンギヤS3側に配設され、それに伴い、第2のブレーキ(B-2)とワンウェイクラッチ(F-1)の位置関係は、第5実施形態に対して逆転している。

【0079】この第6実施形態の場合、上記第5実施形態より減速トルクの伝達経路がサポート壁10Cの内周を通らない分だけ短くなる利点が見られる。また、カウンタドライブギヤ19が、デフドライブピニオンギヤ22(図1参照)に接近するため、カウンタドライブギヤ21とデフドライブピニオンギヤ22を支持するカウンタ軸20の軸長の短縮による軽量化が可能となる。

【0080】次に、図13は第6実施形態に対して、第2のクラッチ(C-2)とカウンタドライブギヤ19の位置を入れ替えた第7実施形態を模式化した断面で示す。この形態の場合、カウンタドライブギヤ19は、変速機ケースの前側ボス部10aに直接支持され、第2の

クラッチ(C-2)の油圧サーボ5は、入力軸前半分11Aの外周に支持される。そして、特にこの形態では、軸前半部の前側の一部で、第2のクラッチ(C-2)のサーボ圧供給用の軸内油路と潤滑圧供給用の軸内油路が並列することから、軸前半部11Aは加工の便宜上から2部材を一体化した構成とされている。このように変速機構の最前部にカウンタドライブギヤ19を配置する構成は、図1に示す第2軸Yをアイドラ軸として第2軸での減速を行わない形式のトランスアクスルに適している。

【0081】この実施形態による利点は、カウンタドライブギヤ19をケース前端壁10Aで支持することになるため、ケース本体10Bにサポートを設ける必要がなく、しかも、同様のケースへの支持構造を採る図8及び図10に示す第2及び第4実施形態に比して、ギヤノイズを生じるカウンタドライブギヤ19をノイズ放射されにくい変速機の最奥部に置いたことになるため、ギヤノイズの低減の点で有利となる。

【0082】次に、図14は前記第4実施形態と同様の考え方を高トルク伝達系を変速機の後端側に配置する構成に適用した第8実施形態を模式化した断面で示す。この形態では、全ての配置が第4実施形態に対して逆転している。この配置も上記第7実施形態と同様に第2軸Yをアイドラ軸とする形式のトランスアクスルに適している。そして特にこの形態の場合、大重量要素であるプラネタリギヤセットGとカウンタドライブギヤ19が、前側に集約配置されることになるため、変速機の剛性を高める点で優れた配置となる。

【0083】次に、図15は上記第8実施形態に対してプラネタリギヤセットGとカウンタドライブギヤ19の位置を入れ替えた第9実施形態を模式化した断面で示す。この形態の場合、カウンタドライブギヤ19は、前記第5実施形態と同様の方法でサポート10Cに支持され、第2のブレーキ(B-2)の油圧サーボ9は、変速機ケースの前端壁10Aに内蔵される。この配置も大重量要素であるプラネタリギヤセットGとカウンタドライブギヤ19が、前側に集約配置されることになるため、変速機の剛性を高める点で優れた配置となる。

【0084】以上の各実施形態は、本発明のトランスアクスルへの適用を例示したものであるが、本発明は、フロントエンジン・リヤドライブ(FR)車用の縦置きの変速機にも適用可能である。図16～図19は、こうした例示としての第10実施形態を示す。この形態における変速機構も本質的には、前記各形態と同様のものであるが、縦置きしたことに伴う2つの相違点がある。その第1は、横置きの場合に比べて軸長の制約が緩やかであるため、変速過渡時、特に切り替え変速時の油圧制御を簡略化すべく、先行実施形態における第2のブレーキ(B-2)に対するワンウェイクラッチ(F-1)の併設と同様の意味を持つワンウェイクラッチとブレーキの

組み合わせを第1のブレーキ(B-1)に対して設けている点である。そして、第2は、出力要素としてのリングギヤR2を入力軸11と同軸の出力軸に連結している点である。

【0085】こうした構成要素の付加に伴い、第2のブレーキとワンウェイクラッチの呼称が各先行形態に対してずれているので、冗長とはなるが、混乱を避ける意味で、ギヤトレイン構成から改めて説明する。

【0086】図16は第10実施形態のギヤトレインをスケルトンで示す。図16を参照して、この自動変速機では、その機構の最前部に、図示しないエンジンに連結されるロックアップクラッチ付のトルクコンバータ4が配置され、その後部に前進6速・後進1速を達成する変速機構が配置された構成が採られている。トルクコンバータ4は、ポンプインペラ41と、タービンランナ42と、それらの間に配置されたステータ43と、ステータ43を変速機ケース10に一方向回転係合させるワンウェイクラッチ44と、ワンウェイクラッチのインナレースを変速機ケース10に固定するステータシャフト45とを備える。

【0087】変速機構の主体をなすプラネタリギヤセットGは、先の各実施形態と同様に、大小径の異なる一對のサンギヤS2、S3と、互いに噛合して一方が大径のサンギヤS2に噛合するとともにリングギヤR3に噛合し、他方が小径のサンギヤS3に噛合する一對のピニオンギヤP2、P3を支持するキャリアC2(C3)からなるラビニヨ式のギヤセットで構成されている。

【0088】また、減速プラネタリギヤG1についても同様に、シンプルプラネタリギヤで構成され、その入力要素としてのリングギヤR1を入力軸11に連結され、出力要素としてのキャリアC1を第1のクラッチ(C-1)を介して小径サンギヤS3に連結されるとともに、第3のクラッチ(C-3)を介して大径のサンギヤS2に連結され、反力を取る固定要素としてのサンギヤS1を変速機ケース10に固定されている。

【0089】この自動変速機の場合の各クラッチ、ブレーキ及びワンウェイクラッチの係合・解放と達成される変速段との関係は図17の係合図表に示すようになる。係合表における○印は係合、無印は解放、△印はエンジンブレーキ時のみの係合、●印は変速段の達成に直接作用しない係合を表す。また、図18は各クラッチ及びブレーキの係合(●印でそれらの係合を表す)により達成される変速段と、そのときの各変速要素の回転数比との関係を速度線図で示す。

【0090】両図を併せ参照してわかるように、第1速(1ST)は、クラッチ(C-1)とブレーキ(B-3)の係合(本形態において、作動表を参照してわかるように、このブレーキ(B-3)の係合に代えてワンウェイクラッチ(F-2)の自動係合が用いられているが、この係合を用いている理由及びこの係合がブレーキ

(B-3)の係合に相当する理由については、それらの呼称が異なるだけで、先の実施形態においてブレーキ

(B-2)とワンウェイクラッチ(F-1)との関係で述べた通りである。)により達成される。この場合、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-1)経由で小径サンギヤS3に入力され、ワンウェイクラッチ(F-2)の係合により係止されたキャリアC3に反力を取って、リングギヤR3の最大減速比の減速回転が出力軸19Aに出力される。

【0091】次に、第2速(2ND)は、クラッチ(C-1)とブレーキ(B-1)の係合に相当するワンウェイクラッチ(F-1)の係合とそれを有効にするブレーキ(B-2)の係合(これらの係合がブレーキ(B-1)の係合に相当する理由については後に詳述する。)により達成される。この場合、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-1)経由で小径サンギヤS3に入力され、ブレーキ(B-2)及びワンウェイクラッチ(F-1)の係合により係止された大径サンギヤS2に反力を取って、リングギヤR3の減速回転が出力軸19Aに出力される。このときの減速比は、図18にみるように、第1速(1ST)より小さくなる。

【0092】また、第3速(3RD)は、クラッチ(C-1)とクラッチ(C-3)の同時係合により達成される。この場合、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-1)とクラッチ(C-3)経由で同時に大径サンギヤS2と小径サンギヤS3に入力され、プラネタリギヤセットGが直結状態となるため、両サンギヤへの入力回転と同じリングギヤR3の回転が、入力軸11の回転に対しては減速された回転として、出力軸19Aに出力される。

【0093】更に、第4速(4TH)は、クラッチ(C-1)とクラッチ(C-2)の同時係合により達成される。この場合、一方で入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-1)経由でサンギヤS3に入力され、他方で入力軸11からクラッチ(C-2)経由で入力された非減速回転がキャリアC3に入力され、2つの入力回転の中間の回転が、入力軸11の回転に対しては僅かに減速されたリングギヤR3の回転として出力軸19Aに出力される。

【0094】次に、第5速(5TH)は、クラッチ(C-2)とクラッチ(C-3)の同時係合により達成される。この場合、一方で入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-3)経由でサンギヤS2に入力され、他方で入力軸11からクラッチ(C-2)経由で入力された非減速回転がキャリアC2に入力され、リングギヤR3の入力軸11の回転より僅かに増速された回転が出力軸19Aに出力される。

【0095】そして、第6速(6TH)は、クラッチ(C-2)とブレーキ(B-1)の係合により達成され

る。この場合、入力軸11からクラッチ(C-2)經由で非減速回転がキャリアC2にのみ入力され、ブレーキ(B-1)の係合により係止されたサンギヤS2に反力を取り、リングギヤR3の更に増速された回転が出力軸19Aに出力される。

【0096】なお、後進(REV)は、クラッチ(C-3)とブレーキ(B-3)の係合により達成される。この場合、入力軸11から減速プラネタリギヤG1を経て減速された回転がクラッチ(C-3)經由でサンギヤS2に10 入力され、ブレーキ(B-3)の係合により係止されたキャリアC2に反力を取り、リングギヤR3の逆転が出力軸19Aに出力される。

【0097】ここで、先に触れたワンウェイクラッチ(F-1)と両ブレーキ(B-1, B-2)との関係について説明する。この場合は、サンギヤS2に連結したワンウェイクラッチ(F-1)の係合方向をサンギヤS2の第2速時の反力トルク支持方向に合わせた設定とすることで、ワンウェイクラッチ(F-1)に実質上ブレーキ(B-1)の係合と同等の機能を発揮させることができる。ただし、このサンギヤS2は、キャリアC2 20 (C3)とは異なり、第2速時のエンジンブレーキ効果を得るために係合するだけでなく、第6速達成のためにも係止される変速要素であるため、ブレーキ(B-1)が必要となる。また、サンギヤS2は、図18の速度線図でも分かるように、第1速(1ST)達成時には入力回転方向に対して逆方向に回転するが、第3速以上の変速段の場合は、入力回転方向と同じ方向に回転する。したがって、ワンウェイクラッチ(F-1)は、直接固定部材に連結することができないため、ブレーキ(B-2)との直列配置により係合状態の有効性を制御可能な 30 構成としている。

【0098】このようにして達成される各変速段は、図18の速度線図上で、リングギヤR3, R2の速度比を示す○印の上下方向の間隔を参照して定性的にわかるように、各変速段に対して比較的等間隔の良好な速度ステップとなる。この関係を具体的に数値を設定して、定量的に表すと、図17に示すギヤ比及びギヤ比間のステップとなる。この場合のギヤ比は、減速プラネタリギヤG1のサンギヤS1とリングギヤR1の歯数比 $\lambda_1 = 0.556$ 、プラネタリギヤセットGの大径サンギヤ側のサンギヤS2とリングギヤR2(R3)の歯数比 $\lambda_2 = 0.458$ 、小径サンギヤ側のサンギヤS3とリングギヤR3の歯数比 $\lambda_3 = 0.375$ に設定した場合であり、ギヤ比幅は6.049となる。

【0099】次に、図19は自動変速機の構成を更に詳細に断面で示す。先にスケルトンを参照して説明した各構成要素については、同じ参照符号を付して説明に代えるが、スケルトンから参照し得ない細部について、次に説明する。まず、入力軸11は、この形態では、主として加工上の便宜のために軸前半部11Aと軸後半部11 50

Bとに分割されているが、互いにスプライン等で緊密に嵌合させて実質上一体化させた構成とされている。入力軸11の小径化された前端部は、トルクコンバータ4のタービンランナ42に連結され、大径の中間部がステータシャフト45を介して変速機ケース10のオイルポンプカバーで構成される前端壁10Aの前側ボス部10aに10 回転自在に支持されている。入力軸後半部11Bの小径化された後端部は、出力軸19Aの凹部19aに嵌挿されて、出力軸19Aを介して変速機ケース10の後端壁部10eに10 回転自在に支持されている。減速プラネタリギヤG1への入力部は、入力軸前半部11Aのフランジ部とされ、リングギヤR1に連結されている。

【0100】この入力軸前半部11Aには、前側ボス部10aに形成されたケース内油路に連結するライン圧供給用の軸内油路11pと、潤滑圧供給用の軸内油路11rとが形成され、軸内油路11pの軸方向端部は閉栓され、径方向油路により第1のクラッチの油圧サーボ6に 20 連通している。また、潤滑圧供給用の軸内油路11rの軸方向端部は開放され、入力軸後半部11Bに形成された潤滑圧供給用の軸内油路11sに連通している。入力軸後半部11Bの潤滑圧供給用の軸内油路11sは、軸の後端部近傍で終端し、軸の後端側に形成されたライン圧供給用の軸内油路11tと分離されている。

【0101】次に、出力軸19Aは、その前端部をローラベアリングを介して変速機ケース10の後端壁部10eに10 回転自在に支持され、後端部をボールベアリングを介して変速機ケース10の最後部に回転自在に支持されている。プラネタリギヤセットGの出力要素への連結部は、入力軸後半部11Bのフランジ部とされ、ドラム状部材を介してリングギヤR3に連結されている。

【0102】この出力軸19Aには、変速機ケース10の後部のケース内油路に通じるライン圧供給用の軸内油路が前記凹部19aにより形成されており、この軸内油路が、凹部19aに嵌挿された入力軸後半部11Bの後端部に形成された軸内油路11tを介して第2のクラッチ(C-2)の油圧サーボ5に連通している。

【0103】プラネタリギヤセットGは、入力軸後半部11Bの軸方向ほぼ中央部分の外周側に配置され、入力軸後半部11Bの外周にサンギヤS3が10 回転自在に支持され、更にその外周にサンギヤS2が回転自在に支持されている。ピニオンP2, P3を支持するキャリアC2, C3は一体化され、その前端部はサンギヤS2に回転自在に支持され、後端部は入力軸後半部11Bに回転自在に支持されている。

【0104】減速プラネタリギヤG1は、入力軸前半部11Aの大径部の軸方向ほぼ中央位置に外周に配置され、そのサンギヤS1は、変速機ケース10の前側ボス部10aとしてのステータシャフト45の後端にスプライン嵌合で固定されている。減速プラネタリギヤG1の 50 キャリアC1は、オイルポンプカバーで構成される前側

ボス部10aの外周に片持支持されている。

【0105】第1のクラッチ(C-1)は、そのシリンダ60の内周部を入力軸前半部11Aの外周に回転自在に支持され、第3のクラッチ(C-3)のハブ74を介して減速プラネタリギヤG1のキャリアC1に連結されている。クラッチ(C-1)の多板の摩擦材とセパレータプレートからなる摩擦部材63は、セパレータプレートをドラム62の内周に係合支持され、摩擦材の内周をハブ64の外周に係合支持されて、ドラム62とハブ64との間に配置され、ハブ64の内周がサンギヤS3に連結されている。クラッチ(C-1)の油圧サーボ6は、ドラム62の内側をシリンダ60とし、それに軸方向摺動自在に嵌挿されたピストン61と、ドラム62の内周部に軸方向止めされたキャンセルプレートと、ピストン61とキャンセルプレートとの間に配設されたリターンスプリングとを備えた構成とされている。

【0106】第3のクラッチ(C-3)は、そのドラム72がワンウェイクラッチ(F-1)のインナレースと連結されるとともに、その前端部が変速機ケース10の前側ボス部10aに回転自在に支持され、後端部をドラム状の動力伝達部材を介してサンギヤS2に連結支持されている。クラッチ(C-3)の多板の摩擦材とセパレータプレートからなる摩擦部材73は、セパレータプレートをドラム72の内周に係合支持され、摩擦材の内周をハブ74の外周に係合支持されて、ドラム72とハブ74との間に配置され、ハブ74の後端が第1のクラッチ(C-1)のドラム62に固定されている。クラッチ(C-3)の油圧サーボ7は、ドラム72と一体のシリンダ70と、それに軸方向摺動自在に嵌挿されたピストン71と、シリンダ70の内周部に軸方向止めされたキャンセルプレートと、ピストン71とキャンセルプレートとの間に配設されたリターンスプリングとを備えた構成とされている。

【0107】第2のクラッチ(C-2)は、そのドラム52の後端部を入力軸後半部10Bのフランジ部に固定され、片持ち状態に支持されている。クラッチ(C-2)の多板の摩擦材とセパレータプレートからなる摩擦部材53は、セパレータプレートをドラム52の内周に係合支持され、摩擦材の内周をハブ54の外周に係合支持されて、ドラム52とハブ54との間に配置され、ハブ54の前端がプラネタリギヤセットGのキャリアC3に固定されて片持ち状態に支持されている。クラッチ(C-2)の油圧サーボ5は、入力軸11の外周をシリンダ50の一部としてドラム52と一体化され、それに軸方向摺動自在に嵌挿されたピストン51と、入力軸後半部11Bに軸方向止めされたキャンセルプレートと、ピストン51とキャンセルプレートとの間に配設されたリターンスプリングとを備えた構成とされている。

【0108】第1のブレーキ(B-1)は、第3のクラッチ(C-3)のドラム72の外周に係合するバンド8

3を備えるバンドブレーキとされている。なお、このブレーキの油圧サーボについては、図示を省略されている。

【0109】第2のブレーキ(B-3)は、多板の摩擦材とセパレータプレートを摩擦部材93とする多板ブレーキとされ、セパレータプレートが変速機ケース内周に係止支持され、摩擦材がキャリアC2に固定されたハブ94に係合支持されている。ブレーキ(B-3)の油圧サーボ9は、変速機ケース本体10Bの後端壁部10eをシリンダとし、それに摺動自在に嵌挿されたピストン91と、変速機ケースの後端壁部に軸方向止めされてピストン91に当接するリターンスプリングとを備えた構成とされている。ピストン91のケースの周壁10fに沿って延長されて摩擦部材93の後端に至る延長部は、その外周をケース周壁10fのスプライン10gに嵌合させて回り止めされている。

【0110】このブレーキ(B-3)の摩擦部材93は、プラネタリギヤセットGの大径のサンギヤS2の外周側に径方向に重合させて配置されている。

【0111】また、ワンウェイクラッチ(F-1)は、そのインナレースを第3のクラッチ(C-3)のシリンダ70に固定され、アウトレースをブレーキ(B-2)のハブと一体化された構成とされ、第3のクラッチ(C-3)の前方、すなわち変速機構の最前部に配置されている。アウトレースを変速機ケース10に係止するブレーキ(B-2)は、アウトレースに係合支持された摩擦材と、変速機ケースの内周スプラインに係合支持されたセパレータプレートを摩擦部材とする多板構成のブレーキとされている。ブレーキ(B-2)の油圧サーボは、変速機ケース10の前端壁10Aをシリンダとし、それに摺動自在に嵌挿されたピストンと、変速機ケース10の前端壁に軸方向止めされてピストンに当接するリターンスプリングとを備えた構成とされている。

【0112】そして、ワンウェイクラッチ(F-2)は、そのインナレースをキャリアC2の前端部にスプライン結合され、アウトレースを変速機ケース内周のスプライン10gに係合させて、第1のクラッチ(C-1)の摩擦部材63とプラネタリギヤセットGとの間の軸方向位置に配置されている。

【0113】この第10実施形態の場合は、前記のように、第1のクラッチ(C-1)の油圧サーボ6は、そのシリンダ60が減速プラネタリギヤG1とは反対方向に開口する向きに向けて配置され、外周側で第1のクラッチのクラッチドラム62に接続され、このクラッチドラム62が減速プラネタリギヤG1のキャリアC1に連結された構成が採られているため、第3のクラッチ(C-3)のみならず、第1のクラッチ(C-1)についても、ドラム62の内周側に接続する油圧サーボ6に高トルク負荷を与えることなく、クラッチバブ64からドラム62への高トルクの伝達で、外周側でのトルク伝達が



成されるため、内周側の油圧サーボ6のシリンダ60の薄肉化が可能となり、それにより変速機の軽量、コンパクト化が可能となる。

【0114】そして、この形態の場合も、第3のクラッチ(C-3)が減速プラネタリギヤG1の前方に配置され、そのクラッチの油圧サーボ7を形成するシリンダ70が、変速機前端壁10Aから延びる前側ボス部10aに支持され、その油圧サーボ7への油圧の供給路が前側ボス部10aに形成され、減速プラネタリギヤG1は、そのサンギヤS1を前側ボス部10aに固定し、リングギヤR1を減速プラネタリギヤG1の後方で入力軸11に連結し、キャリアC1からの出力を減速プラネタリギヤG1の前方へ取り出す構造としているので、クラッチドラム72の支持及び油圧の供給のための前側ボス部10aを、減速プラネタリギヤG1のサンギヤS1の固定部材として利用することで、別途サンギヤ固定のためのサポート部材を設ける必要がなくなり、その分、コンパクト化が成されている。

【0115】また、ステータシャフト45を延長し、ステータシャフトの先端を前側ボス部10aとして減速プラネタリギヤG1のサンギヤS1を固定したので、サンギヤS1の小径化による減速プラネタリギヤ全体の小型化が達成され、この小型化により、第3のクラッチ(C-3)の摩擦部材73の内周側に減速プラネタリギヤG1を配置することで、自動変速機の軸方向寸法が短縮されている。

【0116】更に、減速プラネタリギヤG1は、第1のクラッチ及び第3のクラッチの油圧サーボ6、7の間に配置され、それら油圧サーボの一方を構成するシリンダ70が、前側ボス部の外周に回転自在に支持され、油圧サーボの他方を構成するシリンダ60が、入力軸11の外周に回転自在に支持された構成により、変速機ケース10の前側ボス部10a外周に油圧サーボを支持した場合と比較して、支持部の径が小さい分だけピストン61の受圧面積を大きく採ることができるため、トルク容量の確保が容易となっている。

【0117】また、縦置き配置に本発明の構成を適用したことによる特有の効果としては、伝達トルク容量が小さいためクラッチ径を小さくできるクラッチ(C-2)を変速機構の最後部に配置したので、自動変速後部の外径を小さくすることができ、車室内スペースへの影響を小さくすることができる。

【0118】また、出力軸19Aは、入力軸11の端部に対向する凹部19aを形成され、自動変速機の後部で支持され、入力軸11は、出力軸19Aの前端部に対向する先端部が、出力軸の凹部19aに嵌挿されて、そこで後端部を支持され、第2のクラッチC-2の油圧サーボ5への油圧の供給路は、出力軸19Aから入力軸11の後端部に渡って形成され、自動変速機内部潤滑用の油路11sは、入力軸11における供給路11tが形成さ

れた後端部より前方に形成されているので、クラッチ作動用油圧と潤滑油供給のための2本の油路を入力軸後端部に併設する場合に比べて、その分だけ、出力軸19Aの凹部19aに挿入される入力軸11後端部の径を小さくすることができ、入力軸11の後端部の支持のために出力軸19Aの凹部19aに嵌挿した入力軸後部の径を小さくすることができる。したがって、この構成によれば、自動変速機における後部の外径を軸径の面からも小さくすることができ、一層車室内スペースへの影響を小さくすることができる。

【0119】更に、第2のブレーキ(B-3)は、その摩擦部材93を多板の摩擦部材とされ、その油圧サーボ9が変速機の後部に配置されているので、自動変速機ケース10の後端壁部を油圧サーボシリンダとして利用でき、油圧サーボがバンドブレーキの場合のように変速機ケース外部に張り出すことがなくなり、車室のスペースを小さくすることがない。また、バンドブレーキの場合、その係合によって、バンドブレーキの配置されるキャリアに対して、ある方向への力がかかり、これがプラネタリギヤセットのセンタリングや支持、あるいはプラネタリギヤセットが支持されている入力軸の支持やセンタリングに悪影響を及ぼす。そのため、入力軸やプラネタリギヤセットを支持するためのブッシュやベアリング、あるいは入力軸自体を大型化する必要がある。しかし、この実施形態において、第2のブレーキ(B-3)は多板ブレーキであるため、上記のようなことがなく、コンパクトな自動変速機とすることができる。

【0120】最後に、図20は第10実施形態に対して、減速プラネタリギヤG1と第1及び第3のクラッチ(C-1、C-3)の連結関係を、第1～第9実施形態の場合と同様のものに変更した第11実施形態を模式化した断面で示す。この形態では、第1のクラッチ(C-1)の摩擦部材63の内周側に係合するクラッチハブ64は、第3のクラッチ(C-3)のクラッチハブ74を介して減速プラネタリギヤG1のキャリアC1に連結され、第1のクラッチの摩擦部材63の外周側に係合するクラッチドラム62は、プラネタリギヤセットGの小径のサンギヤS3に連結され、第1のクラッチのクラッチドラム62に接続する油圧サーボ6は、そのシリンダ60を減速プラネタリギヤG1側に開口する向きに向けて配置されている。

【0121】こうした両クラッチの連結関係による利点は、第1実施形態において前述したように、第1のクラッチの油圧サーボシリンダ60を動力伝達部材とすることで、要素間を径方向に横断する部材を削減して、変速機の軸長を短縮できる点にある。

【0122】以上、本発明を代表的な実施形態に基づき詳説したが、本発明は、特許請求の範囲の個々の請求項に記載の事項の範囲内で種々に細部の具体的な構成を変更して実施することができる。



## 【図面の簡単な説明】

【図 1】本発明を適用した自動変速機の第 1 実施形態のギヤトレインを示すスケルトン図である。

【図 2】ギヤトレインの 3 軸位置関係を示す軸方向端面図である。

【図 3】ギヤトレインの作動及び達成されるギヤ比並びにギヤ比ステップを示す図表である。

【図 4】ギヤトレインの速度線図である。

【図 5】ギヤトレインの全体構成を示す断面図である。

【図 6】ギヤトレインの主軸部分の前半部を示す拡大断面図である。

【図 7】ギヤトレインの主軸部分の後半部を示す拡大断面図である。

【図 8】本発明の第 2 実施形態を示す軸方向模式断面図である。

【図 9】本発明の第 3 実施形態を示す軸方向模式断面図である。

【図 10】本発明の第 4 実施形態を示す軸方向模式断面図である。

【図 11】本発明の第 5 実施形態を示す軸方向模式断面図である。

【図 12】本発明の第 6 実施形態を示す軸方向模式断面図である。

【図 13】本発明の第 7 実施形態を示す軸方向模式断面図である。

【図 14】本発明の第 8 実施形態を示す軸方向模式断面図である。

【図 15】本発明の第 9 実施形態を示す軸方向模式断面図である。

【図 16】本発明の第 10 実施形態のギヤトレインを示すスケルトン図である。

【図 17】第 10 実施形態のギヤトレインの作動及び達成されるギヤ比並びにギヤ比ステップを示す図表である。

【図 18】第 10 実施形態のギヤトレインの速度線図である。

【図 19】第 10 実施形態のギヤトレインの軸方向断面 \*

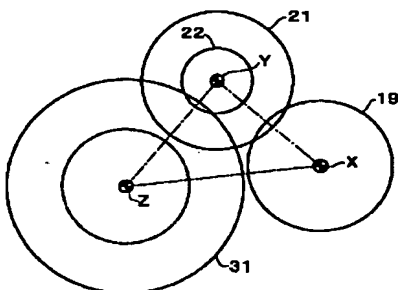
\* 図である。

【図 20】本発明の第 11 実施形態の軸方向模式断面図である。

## 【符号の説明】

G プラネタリギヤセット  
 G1 減速プラネタリギヤ  
 C-1 第 1 のクラッチ  
 C-2 第 2 のクラッチ  
 C-3 第 3 のクラッチ  
 B-1 バンドブレーキ (第 1 の係止手段)  
 B-2 ブレーキ (第 2 の係止手段)  
 F-1 ワンウェイクラッチ (第 2 の係止手段)  
 S1 サンギヤ (1 要素)  
 C1 キャリア (出力要素)  
 S2 サンギヤ (第 1 の要素)  
 S3 サンギヤ (第 2 の要素)  
 C2, C3 キャリア (第 3 の要素)  
 R2, R3 リングギヤ (第 4 の要素)  
 6 油圧サーボ  
 7 油圧サーボ  
 10 変速機ケース  
 10a, 10b ボス部  
 10g 供給油路  
 11 入力軸  
 11p 軸内油路  
 11u シールリング  
 14 動力伝達部材  
 19 カウンタドライブギヤ (出力部材)  
 19A 出力軸 (出力部材)  
 54 出力側部材  
 60, 70 シリンダ  
 62, 72 クラッチドラム (出力側部材)  
 63, 73 摩擦部材  
 64, 74 クラッチハブ  
 72a 支持部  
 83 バンド

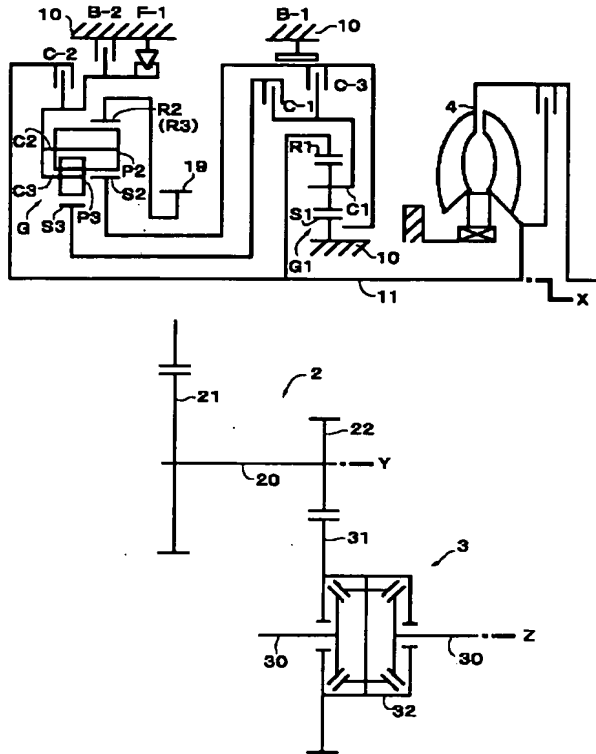
【図 2】



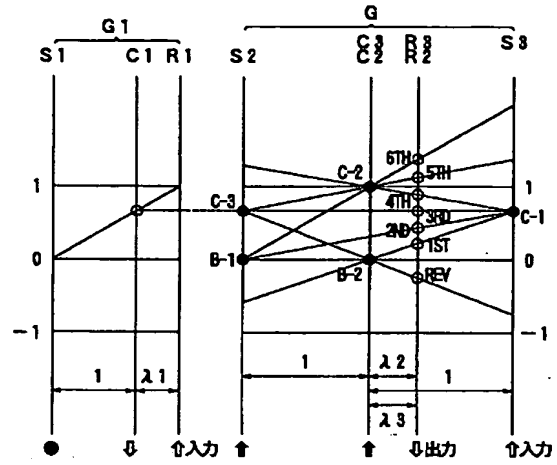
【図 3】

	C-1	C-2	C-3	B-1	B-2	F-1	ギヤ比	ステップ
P								
REV			○		○		3.389	
N								
1ST	○				(○)	○	4.067	1.73
2ND	○			○			2.354	1.51
3RD	○		○				1.564	1.35
4TH	○	○					1.161	1.35
5TH		○	○				0.857	1.25
6TH		○		○			0.584	

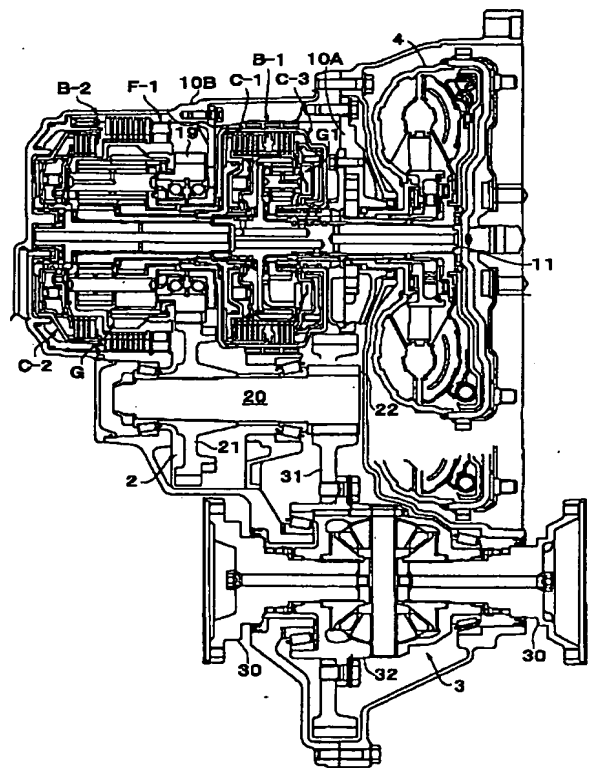
【図1】



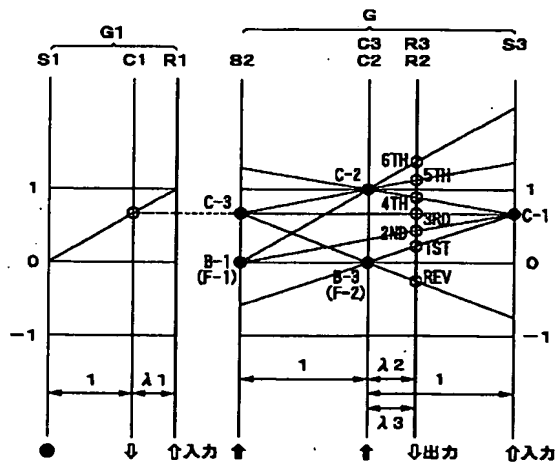
【図4】



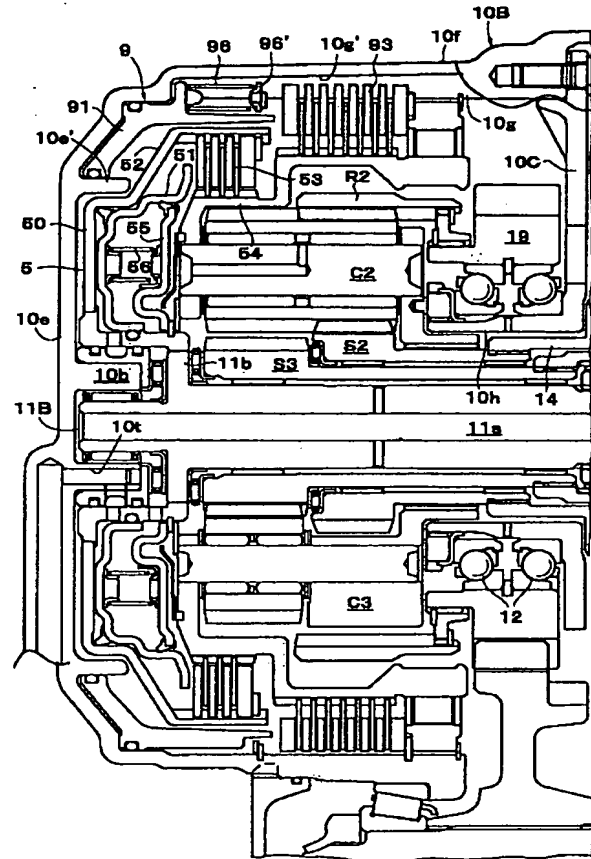
【図5】



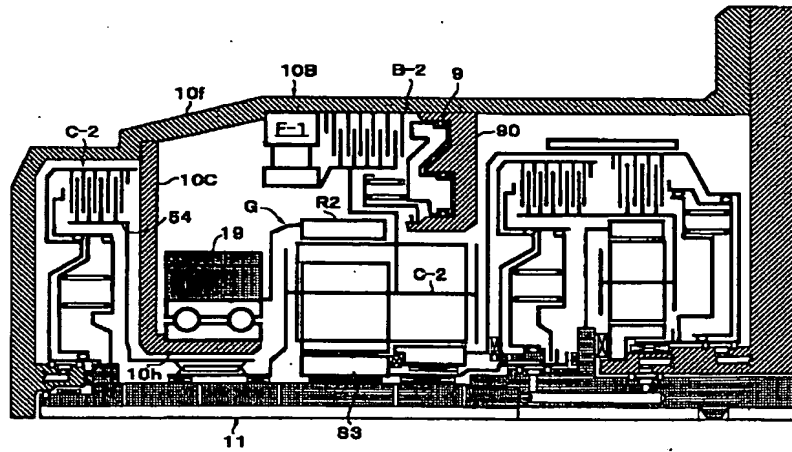
【図18】



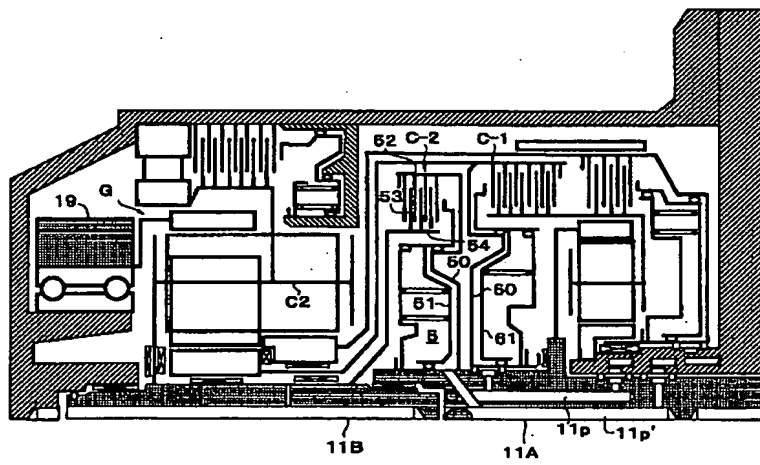
【図 7】



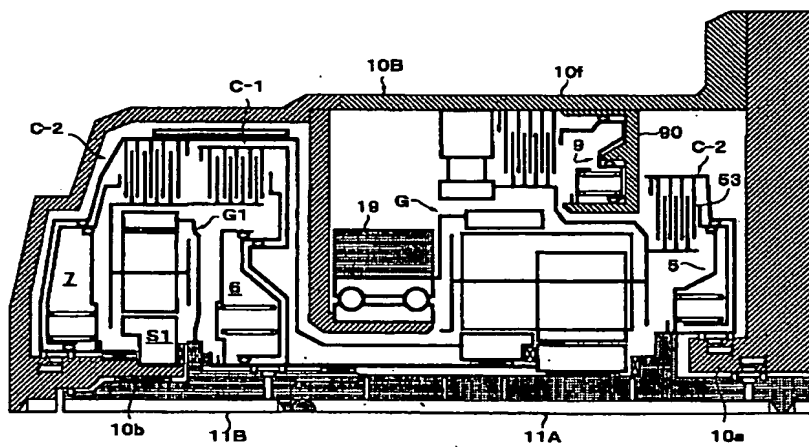
【図9】



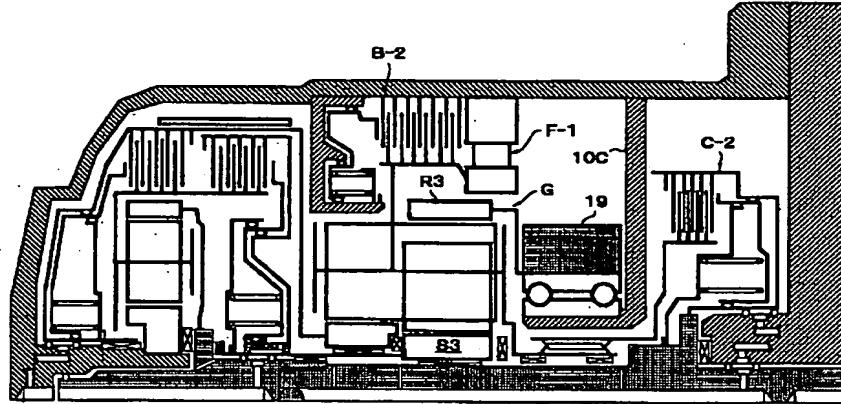
【図10】



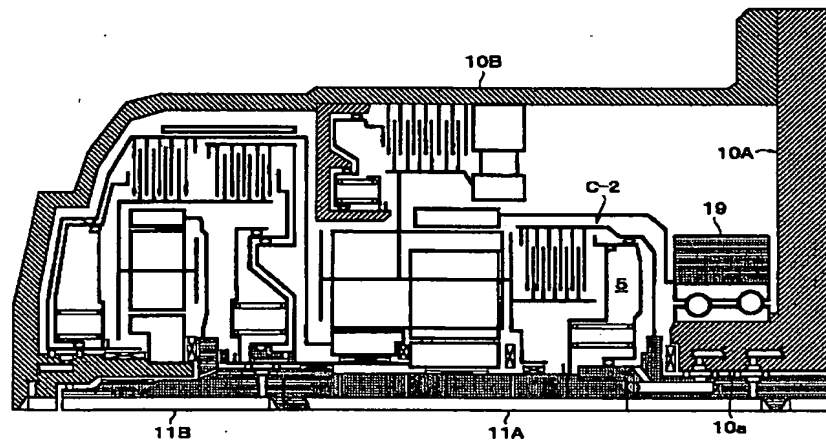
【図11】



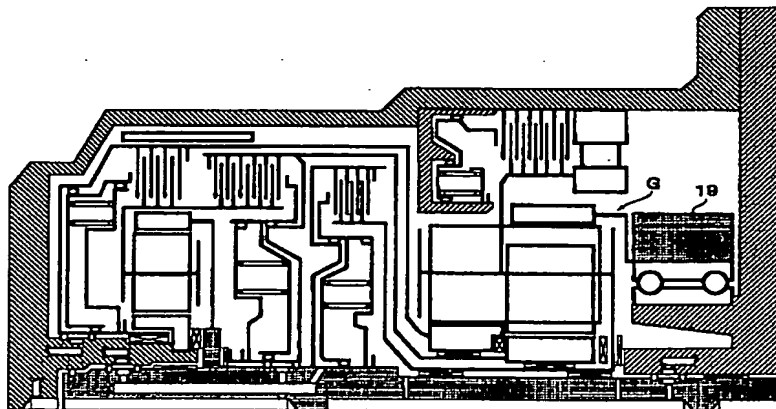
【図12】



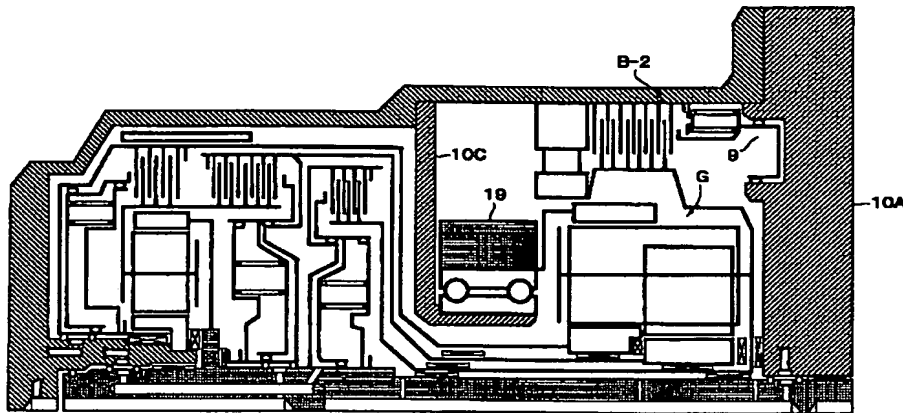
【図13】



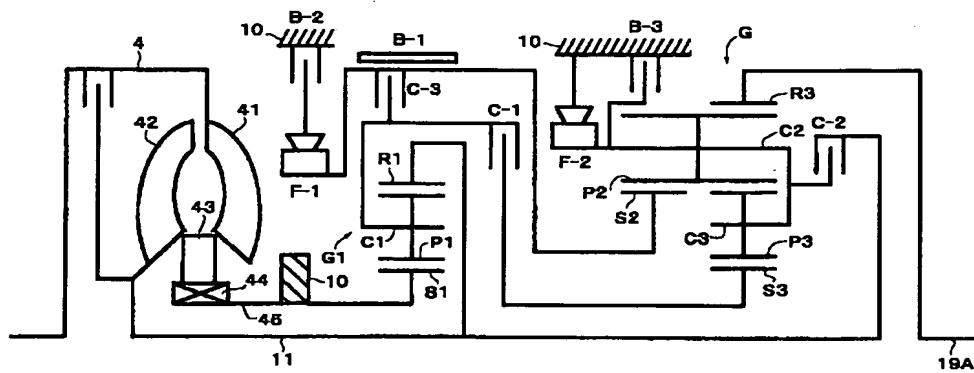
【図14】



【図15】



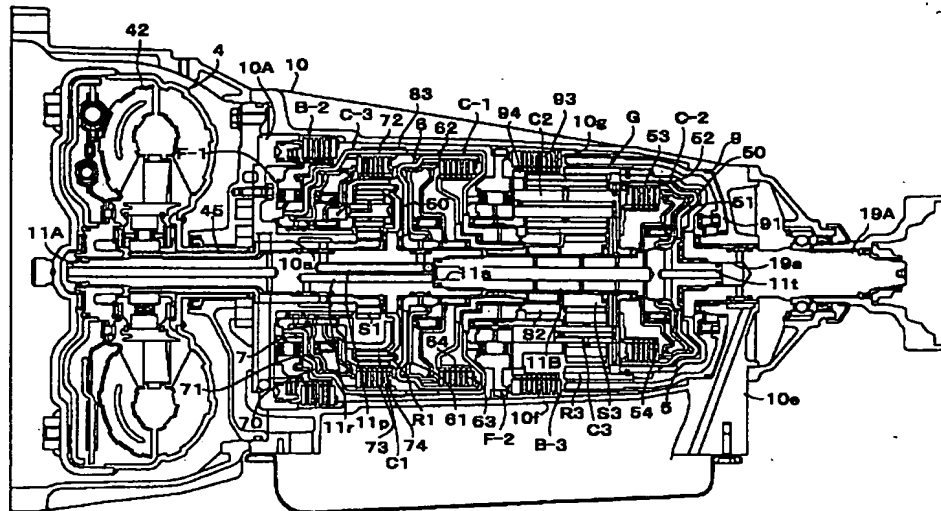
【図16】



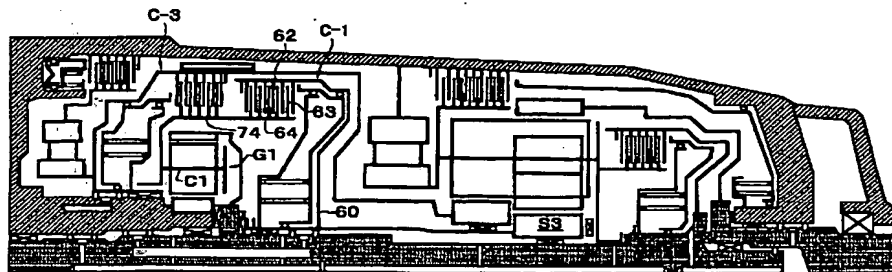
【図17】

	C-1	C-2	C-3	B-1	B-2	B-3	F-1	F-2	ギヤ比	ステップ
P										
REV			O			O			3.394	
N										
1ST	O					Δ		O	4.148	1.75
2ND	O			Δ	O		O		2.370	1.52
3RD	O		O		●				1.558	1.35
4TH	O	O			●				1.155	1.34
5TH		O	O		●				0.859	1.25
6TH		O		O	●				0.688	

【図19】



【図20】



フロントページの続き

(72)発明者 早渕 正宏  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(72)発明者 糟谷 悟  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(72)発明者 加藤 博  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(72)発明者 西田 正明  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(72)発明者 加藤 明利  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

Fターム(参考) 3J028 EA25 EB08 EB13 EB31 EB33  
EB35 EB37 EB54 EB62 EB66  
FA06 FA13 FA14 FA47 FA56  
FB03 FB06 FC13 FC17 FC20  
FC24 FC62 FC63 GA01 HA14  
HA24

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning Operations and is not part of the Official Record.**

## **BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☒ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☐ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☒ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☒ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☒ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**